ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LOS MOTORES DIESEL DE LOS GRUPOS DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN EL BEATERIO DEL POLIDUCTO QUITO-AMBATO-RIOBAMBA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO

CHRISTIAN ALEJANDRO LOZA OCAMPO
e-mail: christian_loza@hotmail.com

DIRECTOR: ING. MIGUEL ORTEGA
e-mail: migueldarioortega@hotmail.com

Quito, Febrero 2012

DECLARACIÓN

Yo, Christian Alejandro Loza Ocampo, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

_____

Christian A. Loza O.

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Christian Alejandro Loza Ocampo, bajo mi supervisión.

_____

Ing. Miguel Ortega

DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Marcelo Zabala, Superintendente del Poliducto Quito-Ambato-Riobamba, por haberme otorgado las facilidades para llevar a cabo el presente proyecto.

Al Ing. Miguel Ortega por su valiosa guía en el desarrollo del proyecto

A Edith Enríquez, por su ayuda en todo momento.

A mi padre, por su permanente apoyo en mis estudios.

A mi madre por enseñarme que antes que el estudio deben estar los valores.

A Gabriela Baquero, por haber sido un ejemplo de esfuerzo, dedicación y responsabilidad, así como por su apoyo durante mi carrera estudiantil.

A mis compañeros que estuvieron presentes en las buenas y en las malas y considero grandes amigos: Alejandro Roldán, Andrés Villafuerte, Carlos Jurado, Francisco Caicedo, Galo Guzmán, Jennifer Galarza, José Gándara, Lenin Cárdenas, Santiago Villavicencio y Verónica Bastidas.

DEDICATORIA

A mi hermano, Efraín.

CONTENIDO

CAPÍULO I 1
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA 1
1.1. Conceptos de termodinámica 1
1.1.1. Trabajo y energía 1
1.1.2. Formas de energía 2
1.1.3. Potencia ($\boldsymbol{W}$) 4
1.1.4. Eficiencia ($\boldsymbol{\eta}$) 7
1.1.5. Conservación de la energía 8
1.1.6. Gas ideal 10
1.2. Mecánica de fluidos 10
1.2.1. Definiciones 10
1.2.2. Ecuación fundamental de la hidrodinámica 13
1.2.3. Números adimensionales 14
1.2.4. Flujos laminar y turbulento 14
1.2.5. Rugosidad relativa $\boldsymbol{\varepsilon D}$ 16
1.3. Turbomáquinas 16
1.3.1. Tipos de bombas 16
1.3.2. Curvas características 18
1.3.3. Curva de altura vs caudal de un sistema de bombeo 20
1.3.4. Punto de máxima eficiencia (bep) 24
1.3.5. Altura neta de succión positiva (npsh) 25
1.3.6. Acoplamiento de bombas en paralelo y en serie 27
1.3.7. Semejanza en bombas centrífugas 29
1.3.8. Ventiladores 29
1.4. Transferencia de calor ($\boldsymbol{Q}$) 30
1.4.1. Definiciones 30
1.4.2. Cálculo de la transferencia de calor para un flujo en estado estable 31
1.4.3. Mecanismos de transferencia de calor 31
1.4.4. Coeficiente global de transferencia de calor en tuberías $\boldsymbol{U}$ 33

1.4.5. Coeficiente de transferencia de calor por convección debido a flujo externo en tuberías $\boldsymbol{h}$ 36
1.4.6. Coeficiente de transferencia de calor por convección debido a flujo interno en tuberías $\boldsymbol{h}$ 39
1.4.7. Coeficiente de transferencia de calor por conveciión sobre placas planas $\boldsymbol{h}$ 40
1.4.8. Intercambiadores de calor 42
1.4.9. Cálculos en intercambiadores de calor de tubos y coraza 44
1.5. Pérdidas de potencia en rodamientos 50
1.6. Motores de combustión interna a diesel 51
1.6.1. Principios de funcionamiento 51
1.6.2. Combustion en el motor diesel 52
1.6.3. Relacion de aire / combustible de los motores diesel 52
1.6.4. La sobrealimentacion en el motor diesel 53
1.6.5. Enfriamiento de la carga de aire 55
1.6.6. Sistema de enfriamiento de motores diesel 57
CAPÍTULO II 60
2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA 60
2.1. Transporte de combustibles livianos a través de la estación Beaterio ... 60
2.2. Poliducto Quito – Ambato – Riobamba 61
2.3. Estacion de bombeo Beaterio 62
2.4. Grupos de bombeo 64
2.5. Dispositivos y simbología en los grupos de bombeo 65
2.6. Funcionamiento de un grupo de bombeo 66
2.7. Sistema de enfriamiento 67
2.7.1. Circuito de aceite del incrementador (GOC) 76
2.7.2. Circuito de aceite del motor (EOC) 77
2.7.3. Circuito de agua del motor (EWC) 79
2.7.4. Circuito de agua de los intercambiadores de calor (HEWC) 80
2.8. Características de los dispositivos 84
2.8.1. Bomba para transporte de combustible (FP) 84
2.8.2. Motor diesel (E) 85
2.8.3. Incrementador de velocidad (G) 86

2.8.4. Radiador (R) 87
2.8.5. Bomba para agua del motor (EWP) 88
2.8.6. Bomba para aceite del motor (EOP) 90
2.8.7. Bomba para el agua de los intercambiadores de calor (HEWP) 91
2.8.8. Motor eléctrico de la bomba para el agua de los intercambiadores de calor (HEWPE) 93
2.8.9. Intercambiador de calor para el aceite del motor (EHE) 94
2.8.10. Intercambiador de calor para el aceite del incrementador de velocidad (GHE) 96
2.8.11. Bomba para aceite del incrementador (GOP) 98
2.8.12. Termostato para agua del motor (WT) 100
CAPÍTULO III 101
3. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y CÁLCULOS 101
3.1. Balance de energía en un grupo de bombeo 101
3.2. Planteamiento inicial y análisis de las alternativas para mejorar el enfriamiento del motor con base en el balance de energía 103
3.2.1. Convección debido al flujo de agua 103
3.2.2. Convección debido al flujo de aceite 105
3.2.3. Convección debido al flujo de aire 106
3.2.4. Flujo de energía a través del combustible 108
3.2.5. Salida de potencia mecánica 109
3.3. Comparación entre los aceites que se utilizan y las recomendaciones del fabricante 111
3.3.1. Aceite de los motores 111
3.3.2. Aceite de los incrementadores 115
3.4. Condiciones de operación para los cálculos 118
3.4.1. Producto Bombeado 118
3.4.2. Revoluciones por Minuto de los motores 118
3.4.3. Presiones en la línea de bombeo 119
3.4.4. Flujo de combustible 119
3.4.5. Condiciones ambientales 119
3.4.6. Temperaturas en el sistema de enfriamiento 119
3.4.7. Propiedades de los fluidos en el sistema de Enfriamiento 120
3.5. Cálculos energéticos en los dispositivos de un grupo de bombeo 120

3.5.1. Potencia consumida por los rodamientos 120
3.5.2. Potencia Hidráulica a la salida de las Bombas de Combustible ($\boldsymbol{WH}$) 122
3.5.3. Potencia Mecánica consumida por cada bomba de combustible ($\boldsymbol{WG-FP}$) 124
3.5.4. Potencia entregada al incrementador de velocidad ($\boldsymbol{WC-G}$) 126
3.5.5. Potencia transmitida del motor al embrague ($\boldsymbol{WE-C}$) 131
3.5.6. Potencia consumida por la bomba de aceite del motor ($\boldsymbol{WEOP}$)... 132
3.5.7. Potencia consumida por el ventilador del radiador ($\boldsymbol{WF}$) 135
3.5.8. Calor extraído mediante el aceite del motor ($\boldsymbol{QEO}$) 136
3.5.9. Calor extraído mediante el aire que atraviesa el motor ($\boldsymbol{QA}$) 139
3.5.10. Calor transferido hacia piso por conducción ($\boldsymbol{Qcond}$) 142
3.5.11. Calor transferido al ambiente por convección ($\boldsymbol{Qconv}$) 144
3.5.12. Calor transferido al ambiente por radiación ($\boldsymbol{Qrad}$) 147
3.5.13. Energía de entrada al motor ($\boldsymbol{QD}$) 147
3.5.14. Calor extraído mediante el agua de enfriamiento ($\boldsymbol{WWP}$) y Potencia consumida por la bomba de agua del motor ($\boldsymbol{QW}$) 149
3.6. Resumen de datos calculados mediante el balance de energía 151
3.6.1. Flujo másico de agua a través de la bomba HEWP..... 152
3.6.2. Calor añadido al agua por la bomba HEWP 154
3.7. Simulación..... 154
3.7.1. Transferencia de calor en los intercambiadores de calor 154
3.7.2. Flujos en cada una de las tuberías del circuito HEWC 155
3.7.3. Alternativa 1: desvío de todos los flujos de agua caliente hacia los radiadores 164
3.7.4. Alternativa 2: Incremento del calor liberado por la tubería..... 167
3.7.5. Alternativa 3: Reemplazo de la bomba HEWP 176
3.7.6. Alternativa 4: Cambio del sentido del flujo de aire a través de los radiadores..... 179
3.7.7. ALternativa 5: Intercambio de las tomas de entrada y salida del radiador 181
3.7.8. ALternativa 6: Independización de los sistemas de enfriamiento de cada grupo de bombeo..... 182
3.8. Otras alternativas para mejorar el enfriamiento del motor..... 186

3.8.1. Mejoramientos en los intercambiadores de calor 186
3.8.2. Instalación de válvulas reductoras de flujo 187
CAPÍTULO IV 188
4. Trabajos realizados 188
4.1. Recopilación de datos 188
4.2. Purga de los circuitos de agua refrigerante 189
4.3. Desmontaje y verificación del funcionamiento de los termostatos 191
4.4. Regulación de los termostatos para aceite 191
4.5. Limpieza externa de los radiadores 192
4.6. Reajuste de la posición de los álabes de los ventiladores de los radiadores 192
4.7. Remplazo de la resistencia para calentamiento del agua de refrigeración 193
4.8. Desmontaje y remplazo de la bomba para agua del motor del grupo 601 193
4.9. Desmontaje, mantenimiento y montaje de la bomba para aceite del grupo 602 194
4.10. Desmontaje y mantenimiento de la bomba de aceite del incrementador 194
4.11. Reemplazo de dos intercambiadores de calor 195
CAPÍTULO V 197
5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN 197
5.1. Resultados de los trabajos realizados 197
5.2. Comparación entre las alternativas de solución analizadas 200
CAPÍTULO VI 201
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 201
6.1. Conclusiones 201
6.2. Recomendaciones 204
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 206
ANEXOS 210
ANEXO 1: Diagrama de Moody 211
ANEXO 2: Coeficientes “K” de pérdida de carga en accesorios 211
ANEXO 3: Nomograma para el cálculo de pérdidas en accesorios por el método de longitudes equivalentes 213

ANEXO 4: Coeficiente de fricción para rodamientos SKF 214

ANEXO 5: Coeficiente de resistencia por ensuciamiento en los tubos de intercambiadores de calor de tubos y coraza 215

ANEXO 6: Propiedades de los fluidos en el sistema de enfriamiento..... 216

ANEXO 7: Curva característica de la bomba Cornell Pumps modelo 4NNTL a 1800rpm 220

ANEXO 8: Datos de entrada y resultados obtenidos para los cálculos de intercambiadores de calor en línea..... 221

FIGURAS

Figura 1.1. Trabajo en Traslación 1
Figura 1.2. Trabajo en Rotación 2
Figura 1.3. Triángulo de potencias 5
Figura 1.4. Cámara de mezclado 9
Figura 1.5. Régimen Laminar en tubería circular 15
Figura 1.6. Régimen turbulento en una tubería circular 15
Figura 1.7. Partes de una bomba centrífuga (Rotodinámica) 17
Figura 1.8. Bomba de engranajes (Rotoestática) 17
Figura 1.9. Ejemplos de curvas características de una bomba a distintas velocidades: A) Altura vs Caudal B) Rendimiento vs Caudal C) Potencia vs Caudal D) Isorendimiento en el diagrama Altura vs Caudal 18
Figura 1.10. Triángulos de velocidades en el impulsor de una bomba centrífuga 19
Figura 1.11. Ejemplo de curva característica de un sistema de bombeo 23
Figura 1.12. Ejemplo de Punto de máxima eficiencia (BEP) 24
Figura 1.13. Alturas de presión en el cálculo de NPSH 26
Figura 1.14. Curvas características de Bombas en paralelo 27
Figura 1.15. Curvas características de Bombas en serie 28
Figura 1.17. Arreglo de resistencias en serie para el análisis de la transferencia de calor en tuberías 34
Figura 1.18. Relaciones para el cálculo del número de Nusselt en flujo interno 41
Figura 1.19. Intercambiador de calor de tubos concéntricos 42
Figura 1.20. Operación en flujo paralelo y contraflujo en intercambiadores de calor de tubos concéntricos 42
Figura 1.21. Intercambiador de calor de tubos y coraza con un solo paso por los tubos y un solo paso por la coraza. Operación en contraflujo cruzado 42
Figura 1.22. Intercambiador de calor de placas 43
Figura 1.23. Intercambiador de calor de flujo cruzado 43
Figura 1.24. Intercambiador de calor compacto 43
Figura 1.25. Factor de corrección para intercambiadores de calor de una coraza una cantidad de tubos par 45
Figura 1.26. Convención de símbolos para las temperaturas de las fórmulas en la figura **1.25** 45
Figura 1.27. Eficiencia de un intercambiador de calor de tubos y coraza con una sola coraza y cualquier múltiplo de 2 pasos por los tubos .. 47
Figura 1.28. Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo cruzado de un solo paso con ambos fluidos sin mezclar[20] 48

Figura 1.29. Disposición triangular de la tubería de un intercambiador de calor de tubos y coraza 49
Figura 1.30. Sección de un Turbocargador o turboalimentador: 1) llegada de gases a la turbina, 2) salida de gases al silenciador, 3)turbina de gases de escape, 4) caja de engrase, 5) alimentación del aire de admisión, 7) entrada de aire ambiente al compresor, 8) conjunto compresor 54
Figura 1.31. Intercambiador de calor aire-aire 56
Figura 1.32. Intercambiador de calor aire-líquido. 1) turbocargador, 2) válvula de escape, 3) ductos, 4) postenfriador, 5) válvula de admisión, 6) cilindro 57
Figura 1.33. Esquema del sistema de enfriamiento de un motor diesel 58
Figura 1.34. Funcionamiento de la tapa del radiador[33] 58
Figura 1.35. Porcentajes de la energía disipada en un motor diesel 59
Figura 2.1. Transporte de combustibles a través de la estación Beaterio 60
Figura 2.2. Poliducto Quito – Ambato – Riobamba..... 61
Figura 2.3. Estación de bombeo Beaterio 63
Figura 2.4. Esquema de la estación de bombeo Beaterio 64
Figura 2.5. Grupo de Bombeo 603 65
Figura 2.6. Esquema general del sistema de enfriamiento con las temperaturas promedio relevantes..... 70
Figura 2.7. Circuito de aceite de los incrementadores de velocidad (GOC) 71
Figura 2.8. Circuito de aceite de los motores (EOC) 72
Figura 2.9. Circuito de agua para enfriamiento de los motores (EWC) 73
Figura 2.10. Circuito de agua para enfriamiento de los interc. de calor (HEWC)..... 74
Figura 2.11. Temperaturas, Presiones y Números de rpm para las condiciones críticas en el grupo de bombeo con mayor sobrecalentamiento: 603 75
Figura 2.12. Circuito de aceite del incrementador (GOC) 76
Figura 2.13. Bomba de engranajes para el aceite del incrementador 77
Figura 2.14. Fotografía del Circuito de aceite del motor (EOC) 78
Figura 2.15. Mecanismo de engranajes de la bomba de aceite del motor (EOP) 79
Figura 2.16 Bomba para Agua del Motor (EWP) 80
Figura 2.17. Impulsor de la bomba para agua del motor (EWP) 81
Figura 2.18. Bomba para el agua de enfriamiento de los intercambiadores de calor 82
Figura 2.19. Desmontaje de la bomba para el agua de enfriamiento de los intercambiadores de calor..... 82
Figura 2.20. Bomba para Combustible..... 84
Figura 2.21. Motor Diesel 85
Figura 2.22. Incrementador de velocidad 86

Figura 2.23. Radiador (Vista Frontal) 87
Figura 2.24. Bomba para agua del motor 88
Figura 2.25. Impulsor de la Bomba para agua del motor (EWPI) 89
Figura 2.26. Bomba para aceite del motor (EOP) 90
Figura 2.27. Bomba para el agua de los intercambiadores de calor 91
Figura 2.28. Impulsor de la bomba para agua de los intercambiadores de calor 92
Figura 2.29. Bomba para el agua de los intercambiadores de calor 93
Figura 2.30. Intercambiador de calor para aceite del motor 94
Figura 2.31. Intercambiador de calor para aceite del motor desarmado 95
Figura 2.32. Intercambiador de calor para aceite del motor. Arreglo triangular de los tubos 95
Figura 2.33. Intercambiador de calor para aceite del intercambiador de calor 96
Figura 2.34. Intercambiador de calor para aceite del intercambiador de calor. Arreglo triangular de los tubos 97
Figura 2.35. Carcasa de la bomba para aceite del incrementador 98
Figura 2.36. Bomba para aceite del incrementador de velocidad desarmada 99
Figura 2.37. Termostato para agua del motor 100
Figura 3.1. Balance de energía en un grupo de bombeo 101
Figura 3.2. Estimación de la viscosidad del aceite SAE 40 @ 50°C mediante Interpolación Gráfica 115
Figura 3.3. Estimación de la viscosidad del aceite Gulf EP @ 50℃ mediante Interpolación Gráfica 117
Figura 3.4. Ejes y Rodamientos en un grupo de bombeo, Dimensiones en [mm] 121
Figura 3.5. Circuito de bombeo con dos grupos diesel en serie 122
Figura 3.6. Curva Característica de Eficiencia de las bombas de Combustible Byron Jackson DVMX 3x6x9 E @ 3775 rpm 125
Figura 3.7. Área vacía entre dos dientes de los engranajes de la bomba para aceite del incrementador de velocidad 128
Figura 3.9. Bomba para aceite del motor desmontada 137
Figura 3.10. Reproducción del perfil de los engranajes de la bomba para aceite del motor en AutoCAD 2011 138
Figura 3.11. Área vacía entre dos dientes de los engranajes de la bomba para aceite del motor 138
Figura 3.12. Circuito del aire que atraviesa el motor 140
Figura 3.13. Calor transferido hacia el piso por conducción, Dimensiones en [m] 143
Figura 3.14. Calor transferido hacia el piso por conducción a través de una viga, Dimensiones en [mm] 143

Figura 3.15. Calor transferido al ambiente por convección, Dimensiones en [m] 144
Figura 3.16. Resumen gráfico de datos calculados mediante el balance de energía. Valores expresados en vatios [W]..... 151
Figura 3.17. Energía que sale del motor 153
Figura 3.18. Curva de Transferencia de calor en el intercambiador de calor para el aceite del motor en función del flujo másico del agua que o atravieza por los tubos. El flujo de aceite que atravieza la coraza se mantiene constante 156
Figura 3.19. Curva de Transferencia de calor en el intercambiador de calor para el aceite del incrementador de velocidad en función del flujo másico del agua que o atravieza por los tubos. El flujo de aceite que atravieza la coraza se mantiene constante..... 157
Figura 3.20. Accesorios de la base de datos del programa Pipe Flow Expert v. 2010 158
Figura 3.21. Curva de caída de presión en función del flujo másico de agua en el intercambiador de calor para aceite del motor (EHE) 160
Figura 3.22. Datos del sistema original del circuito HEWC ingresados a Pipe Flow Expert, v. 2010..... 162
Figura 3.23. Simulación del sistema original del circuito HEWC en Pipe Flow Expert, v. 2010 163
Figura 3.24. Alternativa 1 del circuito HEWC..... 165
Figura 3.25. Simulación del circuito HEWC con la Alternativa 1 en Pipe Flow Expert, v. 2010 166
Figura 3.26. Alternativa 2 del circuito HEWC..... 169
Figura 3.27. Simulación del circuito HEWC con la Alternativa 2 en Pipe Flow Expert, v. 2010 170
Figura 3.28. Curva característica del circuito HEWC 177
Figura 3.29. Presión máxima en el radiador vs Flujo másico de HEWP 178
Figura 3.30. Nuevo punto de funcionamiento del circuito HEWC con la bomba Cornell 4NHTA - 1800 RPM, Impulsor 10" 179
Figura 3.31. Sistema de unión y regulación del ángulo de ataque de las paletas del radiador..... 181
Figura 3.32. Alternativa 6 185
Figura 3.33. Simulación de la alternativa 6 186
Figura 4.1. Manómetro calibrado..... 188
Figura 4.2. Drenaje del panel frontal del radiador 602..... 189
Figura 4.3. Drenaje del panel posterior del radiador 602..... 190
Figura 4.4. Perno para calibración del termostato de aceite 191
Figura 4.7. Desmontaje de la bomba EOP 602 194
Figura 4.8. Despiece de la bomba GOP 602..... 195

Figura 4.9. Intercambiador de calor para el aceite del motor nuevo en el grupo 602 196
Figura 4.10. Intercambiador de calor para el aceite del motor nuevo en el grupo 602 196
Figura 5.1. Evolución de la temperatura del aceite despues del reemplazo del intercambiadr de calor del grupo 601 197
Figura 5.2. Evolución de la temperatura del aceite despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 602 198
Figura 5.3. Evolución de la temperatura del aceite despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 603 198
Figura 5.4. Evolución de la temperatura del agua despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 602 199

TABLAS

Tabla 1.1. Tipo de flujo según el número de Re 16
Tabla 1.2. Valor de "k" en la ecuación [1.35] 20
Tabla 1.3. Coeficientes para la ecuación [1.70]..... 38
Tabla 1.4. Coeficientes para la ecuación [1.71][20] 38
Tabla 1.5. Coeficiente "n" para la ecuación [1.71] [20]..... 39
Tabla 2.1. Características del Poliducto Quito – Ambato 62
Tabla 2.2. Dispositivos y simbología del sistema de enfriamiento..... 66
Tabla 2.3. Circuitos del sistema de enfriamiento 68
Tabla 2.4. Tuberías principales y simbología del sistema de enfriamiento..... 69
Tabla 2.5. Características de las bombas para combustible 84
Tabla 2.6. Características de los motores diesel 85
Tabla 2.7. Características de los incrementadores de velocidad..... 86
Tabla 2.8. Características de los radiadores 87
Tabla 2.9. Características de las bombas para agua del motor..... 88
Tabla 2.10. Características del impulsor de la bomba para agua del motor..... 89
Tabla 2.11. Características de las bombas para aceite del motor..... 90
Tabla 2.12. Características de la bomba para agua de los intercambiadores de calor..... 91
Tabla 2.13. Características del impulsor de la bomba para agua de los intercambiadores de calor 92
Tabla 2.14. Características del motor eléctrico de la bomba para agua de los intercambiadores de calor..... 93
Tabla 2.15. Características de los intercambiadores de calor para aceite del motor 94
Tabla 2.16. Características de los intercambiadores de calor para aceite de los incrementadores 98
Tabla 2.17. Características de las bombas para aceite del incrementador 99
Tabla 2.18. Características de los termostatos para agua del motor 100
Tabla 3.1. Características del aceite SAE 40 Maxidiesel Plus[67]..... 112
Tabla 3.2. Recomendaciones del fabricante para el aceite de los Motores Diesel MAN..... 113
Tabla 3.3. Características del aceite Gulf EP Lubricante HD 150 116
Tabla 3.4. Recomendaciones del fabricante para el aceite de los incrementadores..... 116
Tabla 3.5. Densidad de combustibles @ 15,5 ℃ 118
Tabla 3.6. Condiciones Ambientales para el análisis 120
Tabla 3.11. Resumen de datos de semejanza para cálculo del consumo de combustible 148
Tabla 3.12. Datos para los cálculos energéticos del flujo de agua al motor... 149
Tabla 3.13. Flujos de energía calculados..... 150

Tabla 3.14. Ubicación de los cálculos para cada valor obtenido en el balance de energía 152
Tabla 3.15. $\Delta\, P\mathrm{EHE} = f$ 159
Tabla 3.16. $\Delta PGHE = \mathrm{f}$ (□) 159
Tabla 3.17. $\Delta PRadiador = \mathrm{f}$ (□) 159
Tabla 3.18. Características promedio del circuito HEWC en el sistema original 172
Tabla 3.19. Características promedio del circuito HEWC para la alternativa 2 174
Tabla 3.20. Flujos másicos y alturas de presión en el circuito HEWC 177
Tabla 5.1. Reducciones de temperatura alcanzadas con los trabajos realizados 199
Tabla 5.2. Comparación cuantitativa del calor extraído entre las alternativas analizadas 200

RESÚMEN

La presente investigación buscó resolver los problemas de enfriamiento que se producían en tres motores diesel M.A.N. empleados para mantener en operación a tres bombas centrífugas de etapas de la marca Byron Jackson Argentina, las cuales a su vez son empleadas para el transporte de combustibles desde la cuidad de Quito hacia Ambato por medio del Poliducto Quito-Ambato-Riobamba. Estos equipos habían sido instalados en el año 1990 con un sistema de enfriamiento distinto al actual. Posteriormente se habían realizado modificaciones en dicho sistema dando lugar a un conjunto de cuatro circuitos interconectados con flujos de agua y aceite. Desplazados gracias al trabajo de un total de cuatro bombas centrífugas y 6 bombas de engranajes. El resultado de las modificaciones fue un nuevo sistema de enfriamiento útil, mas sin embargo de baja eficiencia. El número de revoluciones por minuto promedio de operación de los motores que se tenía antes de los trabajos realizados durante el presente proyecto bordeaba las 1200 rpm, mientras que habían sido fabricados e instalados con una velocidad nominal de 1500rpm. La recolección de datos de presión y temperatura con los instrumentos adecuados permitió identificar los puntos críticos en el enfriamiento. Se realizó un balance energético de los dispositivos. Luego, se realizaron varios trabajos en diferentes áreas del sistema, obteniéndose una reducción en las temperaturas de los motores. Se alcanzó una disminución de hasta 9℃ en el aceite medida a la salida del motor y de 2℃ en el agua también de salida. Consecuentemente se obtuvo una elevación promedio de 50 rpm en la operación de los motores, incrementando así el flujo másico total de combustible que es transportado a través del poliducto en un 2,5%. A continuación, mediante cálculos y con un amplio aprovechamiento de las herramientas informáticas de simulación, se pudieron encontrar varias alternativas de optimización adicionales así como diversas recomendaciones específicas cuyo potencial efecto fue cuantificado permitiendo encontrar que el sistema de enfriamiento puede alcanzar una mejora adicional de un 8% como mínimo.

INTRODUCCIÓN

Se dispone de un sistema de enfriamiento incapaz de mantener las temperaturas del aceite y del agua de enfriamiento por debajo de los valores máximos aceptables cuando el número de rpm de los motores sobrepasa las 1200 rpm aproximadamente. El problema se presenta cuando el producto bombeado es diesel. Los motores diesel fueron diseñados para alcanzar las 1500 rpm durante la operación, con las condiciones de la línea de bombeo con que fueron instalados en el año 1990. A partir de entonces se ha mantenido dicha línea realizándose únicamente reparaciones menores en puntos específicos.

Resulta comprensible que luego de veinte y un años de operación de los motores no se mantenga la misma capacidad de bombeo; sin embargo la variable limitante no es a capacidad de los motores, sino la temperatura de los mismos. De allí la necesidad de enfocarse en el mejoramiento del sistema de enfriamiento.

En el presente proyecto, se parte de una descripción del sistema de bombeo, luego se detalla la disposición de los dispositivos constituyentes, su funcionamiento y características. A continuación se esquematiza el sistema de enfriamiento de los motores para su análisis. Se realiza una recolección de datos de temperaturas y presiones en gran cantidad de sitios del sistema. Luego se procesa esta información mediante un balance de energía de los motores.

SIMBOLOGÍA Y UNIDADES S.I.

α Aceleración angular, rad/s^2

b Ángulo formado entre las velocidades tangencial y relativa de un fluido que se desplaza sobre los álabes del impulsor de una bomba centrífuga, °

$\boldsymbol{\gamma}$ Peso específico, N/m^3

Γ Esfuerzo cortante o de cizalladura, Pa

ε Rugosidad, mm

ε Emisividad de una superficie sometida a radicación, (adimensional)

η Eficiencia, %

θ Distancia angular recorrida, rad

μ Viscosidad Absoluta, Kg/m.s, Poise = g/cm.s

ν Viscosidad Cinemática, m^2/s, cSt = mm^2/s

ρ Densidad, kg/m^3

τ Torque, N.m

ω Velocidad angular, rad/s

A Área de la sección transversal de una tubería por la que se desplaza un fluido, m^2

C_p Calor específico a presión constante, kJ/kg.K

C_v Calor específico a volumen constante, kJ/kg.K

c Velocidad resultante, m/s

c_{1n} Componente normal de la velocidad resultante a la entrada al impulsor de una bomba centrífuga, m/s

c_{1m} Componente radial de la velocidad resultante a la entrada al impulsor de una bomba centrífuga, m/s

c_{2n} Componente normal de la velocidad resultante a la salida del impulsor de una bomba centrífuga, m/s

c_{2m} Componente radial de la velocidad resultante a la salida del impulsor de una bomba centrífuga, m/s

$\mathbf{C}$ Capacitancia térmica, W/K

D Diámetro, m

D_1 Diámetro interno de una tubería, m

D_2 Diámetro externo de una tubería, m

$D_{émbolo}$ Diámetro del émbolo en el cilindro del motor, mm

e Longitud libre entre las tapas del impulsor de una bomba centrífuga, m

E Energía, kJ

E_k Energía cinética, kJ

E_{pe} Energía potencial elástica, kJ

E_{pg} Energía potencial gravitatoria, kJ

E_{pq} Energía potencial química, kJ

$E_{eléc}$ Energía eléctrica, kJ

F Fuerza, N

F Factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubos, (adimensional)

f Factor de fricción en las paredes de tuberías, (adimensional)

g Gravedad, m/s^2

H Altura de presión, mca (metros de columna de agua)

H_b Altura de presión proporcionada por una bomba, mca

H_t Altura de presión consumida por una turbina, mca

$H_{pérd}$ Altura de presión perdida durante el desplazamiento de un fluido debido a la fricción con las paredes del conducto, mca

h Altura, m

h Coeficiente de transferencia de calor por convección, W/m^2 K

I Inercia, kg.m^2

I Intensidad de corriente, A

k Constante elástica de un resorte, N/m

k Coeficiente de transferencia de calor por conducción, W/m K

$k_{ACCESORIOS}$ Coeficiente de pérdida de carga secundaria en tuberías, (adimensional)

L Longitud, m

L_e Longitud equivalente de un accesorio, m

m Masa, kg

$\dot{m}$ Flujo másico, kg/s

$\bar{\dot{m}}$ Flujo másico promedio, kg/s

N número de cilindros del motor, cilindros

n número de revoluciones por minuto, rpm

$\bar{n}$ número de revoluciones por minuto promedio, rpm

P Presión manométrica, kPa

P_{abs} Presión absoluta, kPa

PC Poder calorífico, kJ/kg

Q Calor total, kJ

$\dot{Q}$ Velocidad de transferencia de calor, kW

q Transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg

R Resistencia eléctrica, Ω

R_t Resistencia térmica, (K / W)

R Constante de gas, J/kgK

r Radio, m

s Distancia, m

$s_{carrera}$ Carrera de los émbolos del motor, mm

t Tiempo, s

T Temperatura, ℃ o K

$\bar{T}$ Temperatura promedio, ℃ o K

Ta Temperatura de los gases de admisión, ℃ o K

Te Temperatura de los gases de escape, ℃ o K

Tr Temperatura recomendada por el fabricante de los motores diesel, ℃

u Velocidad tangencial, m/s

U Coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2 K$

v velocidad relativa, m/s

v Volumen específico, m^3/kg

V Voltaje, V

V Volumen total, m^3

$\dot{V}$ Flujo, m^3/s

υ Velocidad, m/s

$\dot{W}_h$ Potencia hidráulica, kW

$\dot{W}_{mec}$ Potencia mecánica, kW

$\dot{W}_{eléc}$ Potencia eléctrica, kW

$\dot{W}_{quím}$ Potencia química, kW

w Trabajo por unidad de masa, kJ/kg

W Trabajo, kJ

g aceleración de la gravedad, m/s^2

x elongación del resorte, m

CAPÍULO I

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1. CONCEPTOS DE TERMODINÁMICA

1.1.1. TRABAJO Y ENERGÍA

Cuando sobre una masa se aplica una fuerza tal que da lugar al desplazamiento de dicha masa en la dirección de aplicación de la fuerza, se dice que se ha realizado un trabajo. La energía, por otra parte, se define como la capacidad para realizar un trabajo.

Según el Sistema Internacional de unidades (SI), tanto el trabajo como la energía son magnitudes derivadas cuya unidad es el julio (J). Para evitar símbolos ambiguos, en este proyecto, el trabajo es representado por su inicial en inglés “W” y la energía por su inicial “E”. La expresión fundamental para el cálculo del trabajo se ilustra en la figura **1.1** y se muestra a continuación:

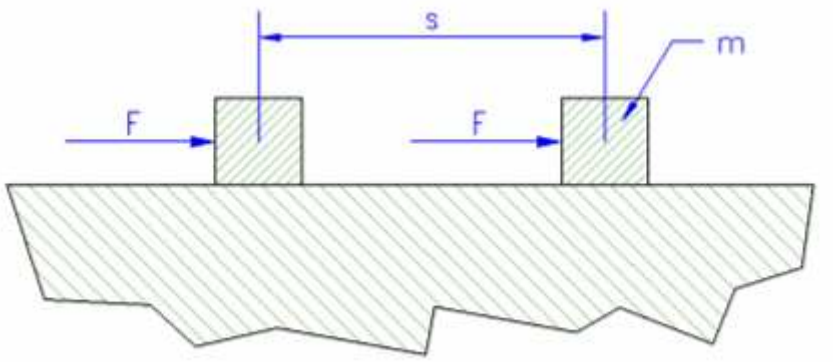


Figura 1.1. Trabajo en Traslación[1]

$$W = F.s \qquad [1.1]$$

[1] Fuente: Elaboración propia

En la ecuación anterior se debe considerar a la fuerza y a la distancia como vectores. El trabajo y la energía por otra parte constituyen cantidades escalares. Por lo tanto el trabajo resulta del producto escalar de los vectores fuerza y distancia. Para términos prácticos y por las características del problema del presente proyecto se simplifican las expresiones aquí descritas evitando la nomenclatura vectorial sobre la base de los conocimientos del lector que le permitirán distinguir entre aquellas cantidades escalares y aquellas vectoriales.

En el movimiento circular de una masa, como se ilustra en la figura **1.2**, también se consume un trabajo que puede ser calculado mediante la siguiente expresión:

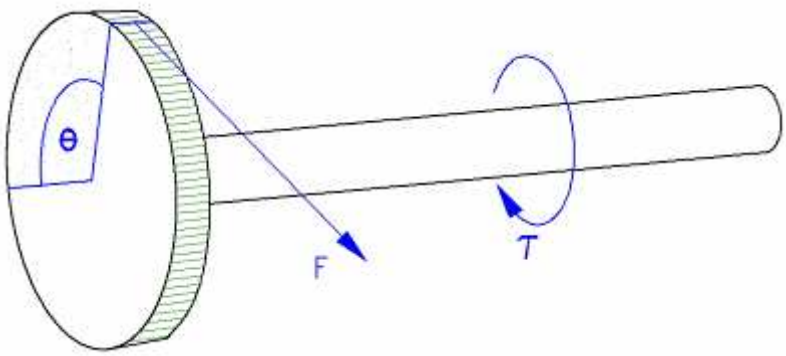


Figura 1.2. Trabajo en Rotación[2]

$$W = \tau\,\theta \qquad [1.1a]$$

1.1.2. FORMAS DE ENERGÍA

Existen numerosas formas de almacenamiento y manifestación de la energía. A continuación se mencionan únicamente aquellas que resultan relevantes para el análisis de este proyecto.

[2] Fuente: Elaboración propia

1.1.2.1. Energía potencial gravitatoria (E_{pg})

Consiste en el trabajo necesario para desplazar una masa desde una altura determinada hasta otra altura en relación con la fuerza que ejerce el campo gravitacional sobre dicha masa.

El valor de la energía potencial gravitatoria se puede calcular mediante la expresión [1.2]; tomando en cuenta que para establecer el valor de "h" se debe establecer una altura referencial considerada como nivel 0.

$$E_{pg} = m\ g\ h \qquad [1.2]$$

1.1.2.2. Energía potencial elástica (E_{pe})

Es la energía generada por la deformación de un material dentro de su zona elástica. Se calcula mediante la expresión [1.3]:

$$E_{pe} = \frac{1}{2}\ k\ x^2 \qquad [1.3]$$

1.1.2.3. Energía cinética (E_k)

Es la energía generada por el movimiento de una masa. Se calcula mediante la ecuación:

$$E_k = \frac{1}{2} m\ v^2 \qquad [1.4]$$

1.1.2.4. Energía potencial química (E_{pq})

Es una forma de energía relacionada con la disposición estructural de los átomos o moléculas. Es capaz de transformarse en otras formas de energía por medio de una reacción química . También puede ser definida como la tendencia de un componente a escapar de una determinada fase. Para los propósitos de este estudio, puede ser calculada mediante la expresión:

$$E_{pq} = m\,PC \qquad [1.5]$$

1.1.2.5. Energía potencial electrostática ($E_{eléc}$)

Es la forma de energía que se basa en la propiedad fundamental de la materia que se manifiesta mediante la atracción o la repulsión entre sus partes, según la existencia de protones (con carga positiva) o electrones (con carga negativa). Se genera con la diferencia de potencial entre dos puntos. Esta diferencia permite que se establezca una corriente eléctrica entre ambos. Se puede calcular mediante la expresión:

$$E_{eléc} = V\,I\,t \qquad [1.6]$$

1.1.3. POTENCIA ($\dot{W}$)

Es la medida de la rapidez con que se realiza un trabajo. Su unidad en el SI es el vatio (W). Se puede calcular mediante las relaciones:

$$\dot{W} = \frac{W}{t} \qquad [1.7]$$

$$\dot{W} = F\,\upsilon \qquad [1.8]$$

Donde:

υ velocidad instantánea en la dirección de aplicación de la fuerza

1.1.3.1. Potencia mecánica ($\dot{W}_{mec}$)

Para el caso frecuente de transmisión de energía mecánica mediante ejes rotativos, se puede emplear la ecuación [1.9] para calcular la potencia, la cual se deduce de la ecuación [1.1a].

$$\dot{W}_{mec} = \tau\,\omega \qquad [1.9]$$

1.1.3.2. Potencia hidráulica ($\dot{W}_h$)

Es la potencia transferida por un fluido en movimiento. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_h = P\,\dot{V} \qquad [1.10]$$

1.1.3.3. Potencia eléctrica ($\dot{W}_{eléc}$)

Es la potencia transmitida mediante el flujo de carga eléctrica a través de un material conductor. Se puede calcular mediante la expresión:

$$\dot{W}_{eléc} = V\,I \qquad [1.11]$$

Dentro de los circuitos de corriente alterna, según sus características, los elementos consumidores de potencia utilizan solamente una parte de la potencia total que se les suministra. Para esto se debe distinguir las componentes que se muestran en la figura **1.3**.

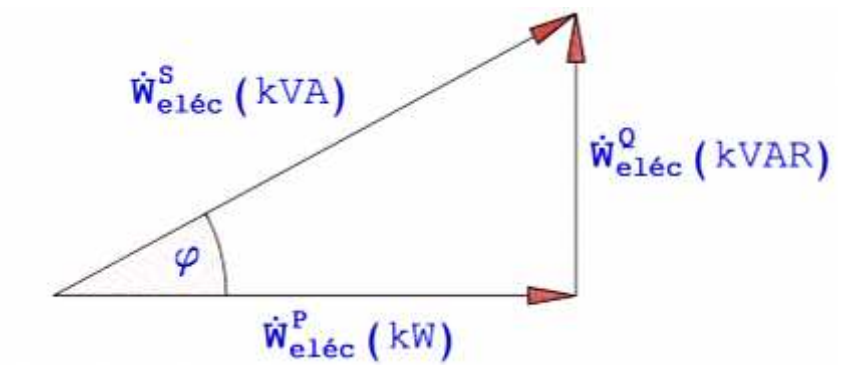


Figura 1.3. Triángulo de potencias eléctricas[3]

1.1.3.3.1. Potencia Aparente o Total ($\dot{W}^S_{eléc}$)

La potencia aparente (S), llamada también "potencia total", es el resultado de la suma geométrica de las potencias activa y reactiva. Esta potencia es la que

[3] Fuente: Realización propia

realmente suministra una planta eléctrica cuando se encuentra funcionando al vacío, es decir, sin ningún tipo de carga conectada, mientras que la potencia que consumen las cargas conectadas al circuito eléctrico es potencia activa (P). La potencia aparente se representa con la letra “S” y su unidad de medida es el volt-ampere (VA). La fórmula matemática para hallar el valor de este tipo de potencia es la siguiente:

$$\dot{W}^{S}_{eléc} = V.I \qquad [1.12]$$

1.1.3.3.1. Potencia Activa o Resistiva $(\dot{W}^{P}_{eléc})$

Cuando se conecta una resistencia (R) o carga resistiva en un circuito de corriente alterna, el trabajo útil que genera dicha carga determinará la potencia activa que tendrá que proporcionar la fuente de fuerza electromotriz (FEM). La potencia activa se distingue por medio del superíndice (P) y se mide en vatios.

$$\dot{W}^{P}_{eléc} = V\ I\ cos\ \varphi \qquad [1.13]$$

Donde:

cos φ factor de potencia (0,8 - 0,9 en motores de inducción)

Para motores trifásicos:

$$\dot{W}^{P}_{eléc} = V\ I\ cos\ \varphi\ \sqrt{3} \qquad [1.13a]$$

El factor de potencia puede ser calculado mediante la siguiente fórmula:

$$cos\ \varphi = \frac{W^{P}_{eléc}}{W^{S}_{eléc}} \qquad [1.14]$$

1.1.3.3.2. Potencia Reactiva o Inductiva $(\dot{W}^{Q}_{eléc})$

Esta potencia la consumen los circuitos de corriente alterna que tienen conectadas cargas reactivas, como pueden ser motores, transformadores de voltaje y cualquier otro dispositivo similar que posea bobinas o enrollados.

Esos dispositivos no sólo consumen la potencia activa que suministra la fuente de FEM, sino que también potencia reactiva. La expresión [1.15] permite calcular esta última potencia. La potencia reactiva o inductiva no proporciona algún tipo de trabajo útil, pero los dispositivos que poseen enrollados de alambre de cobre, requieren ese tipo de potencia para producir el campo magnético con el cual funcionan. La unidad de medida de la potencia reactiva es el volt-ampere reactivo (VAR).

$$\dot{W}_{eléc}^{Q} = \sqrt{\left(\dot{W}_{eléc}^{S}\right)^2 - \left(\dot{W}_{eléc}^{P}\right)^2} \qquad [1.15]$$

1.1.3.4. Potencia Química ($\dot{W}_{quím}$)

En base a la energía potencial química ya definida, se puede calcular la potencia química mediante la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{quím} = \dot{m}\, PC \qquad [1.16]$$

1.1.4. EFICIENCIA (η)

En términos generales, la eficiencia de un sistema puede ser definida como el cociente entre los recursos obtenidos y aquellos invertidos en el mismo.

1.1.4.1. Eficiencia en bombas

Para el caso de las bombas, el recurso invertido es potencia mecánica aplicada al eje de la bomba. El recurso obtenido es potencia hidráulica en el fluido de trabajo. Por lo tanto la eficiencia se calcularía de la siguiente forma:

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_{mec}} \qquad [1.17]$$

La diferencia entre la potencias de salida y de entrada corresponde a las pérdidas generadas en el interior de la bomba, las cuales pueden ser hidráulicas, volumétricas o mecánicas. Para los propósitos de este estudio, basta con conocer que las pérdidas se manifiestan como calor transferido al fluido bombeado.

$$\dot{Q}_{pérd} = \dot{W}_{mec} - \dot{W}_h \qquad [1.18]$$

1.1.4.2. Eficiencia en motores de combustión interna

La potencia de entrada a un motor de combustión interna proviene de la tasa de combustible que ingresa, esto constituye una potencia química, la cual depende del poder calorífico del combustible empleado. La potencia de salida del motor es de tipo mecánica y se obtiene en el eje del cigüeñal.

$$\eta_{motor\ combustión} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{W}_{quím}} \qquad [1.19]$$

1.1.4.3. Eficiencia en motores eléctricos

Este tipo de motores consumen potencia eléctrica y entregan potencia mecánica en su eje.

$$\eta_{motor\ eléctrico} = \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{W}_{eléc}} \qquad [1.20]$$

El valor de la eficiencia eléctrica en motores de inducción regulares con potencias de entrada inferiores a 18 kW oscila entre 65 y 98%. Para los motores de alta eficiencia con potencias entre 18 y 260 kW, se tienen eficiencias entre 90 y 96%.

1.1.5. CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

La ley de la conservación de la energía se aplica a sistemas cerrados o abiertos, de flujo estable o no estable. En términos generales, para un sistema determinado se puede plantear de la siguiente manera:

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta\, E_{sistema} \qquad [1.21]$$

Este criterio se emplea como base para una gran cantidad de cálculos en este proyecto. Una aplicación particularmente útil son las cámaras de mezclado.

1.1.5.1. Cámaras de mezclado

Si en algún punto de una tubería se tiene una bifurcación tal que produce la mezcla de dos corrientes de fluidos, se tiene una cámara de mezclado. El problema más común se plantea cuando se conocen las temperaturas y los caudales de dos corrientes de entrada de un mismo fluido como se muestra en la figura **1.4**.

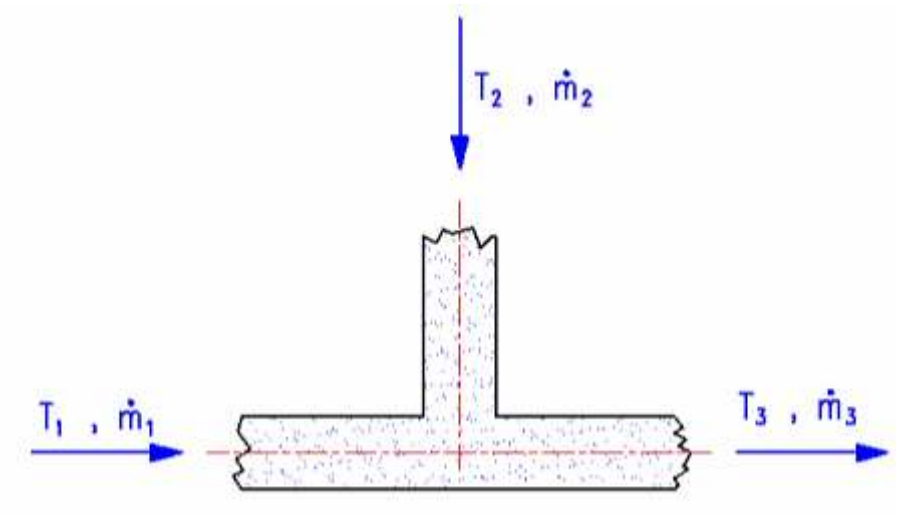


Figura 1.4. Cámara de mezclado[4]

Para este caso es posible calcular la masa y la temperatura de salida del fluido mediante las relaciones:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \qquad [1.22]$$

$$T_3 = \frac{\dot{m}_1\, T_1 + \dot{m}_2\, T_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \qquad [1.23]$$

[4] Fuente: Elaboración propia

1.1.6. GAS IDEAL

Un gas ideal es todo aquel en que se cumple la expresión [1.24b], donde el término R es una constante que depende del gas. Para el caso del aire su valor es 287 J/kgK. Es fundamental mencionar que para emplear esta ecuación, la presión debe ser absoluta y la temperatura debe estar en la escala termodinámica de temperatura, esto es en grados Kelvin (K).

$$P\,\mathrm{v} = \mathrm{R}\,T \qquad [1.24]$$

Si en lugar del volumen específico (v) se emplea la densidad, se obtiene:

$$P = \rho\,\mathrm{R}\,T \qquad [1.24\mathrm{b}]$$

Para la mayoría de casos prácticos, se puede considerar al aire como un gas ideal con un error menor al 1%.

1.2. MECÁNICA DE FLUIDOS

1.2.1. DEFINICIONES

1.2.1.1. Caudal y Velocidad Media en un fluido

El caudal o flujo volumétrico, se define como el cociente entre el volumen de un fluido que se desplaza entre dos puntos y el tiempo que tarda en hacer el recorrido, por lo tanto, se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \qquad [1.25]$$

La velocidad de un fluido que se desplaza dentro de una tubería circular es afectada por el rozamiento de las moléculas del fluido con las paredes de la tubería. Consecuentemente aquellas moléculas localizadas cerca al eje axial se

desplazan con más libertad que aquellas localizadas en la vecindad de las paredes. Es conveniente entonces trabajar con una velocidad media que produzca un efecto total equivalente al de la distribución de velocidades instantáneas en puntos específicos. Para esto se puede emplear la siguiente expresión:

$$\dot{V} = \upsilon \ A \qquad [1.26]$$

Donde:

υ velocidad media en el área transversal

1.2.1.2. Densidad (ρ)

Es el cociente entre la masa y el volumen ocupado por una sustancia.

$$\rho = \frac{m}{V} \qquad [1.27]$$

1.2.1.3. Peso Específico (γ)

Es el cociente entre el peso de un cuerpo y su volumen. Se calcula de manera práctica mediante la siguiente ecuación:

$$\gamma = \rho \ g \qquad [1.28]$$

1.2.1.4. Presión (P)

Es la fuerza por unidad de área ejercida por un fluido en todas las direcciones. La presión en un sitio localizado a una profundidad “h” medida desde el punto más alto del fluido se calcula de la siguiente manera:

$$P = \rho \ g \ h \qquad [1.29]$$

1.2.1.5. Viscosidad

En términos sencillos se puede enunciar que la viscosidad es la medida de la resistencia que presentan los fluidos a desplazarse.

Este comportamiento puede ser evaluado en líquidos y gases. En los gases, un aumento en la temperatura produce elevación de la viscosidad. En el caso de los líquidos, un aumento de temperatura produce reducción de la viscosidad.

1.2.1.5.1. Viscosidad absoluta o dinámica ***(μ)***

Es aquella propiedad de los fluidos, por la cual presentan resistencia a las tensiones de cortadura. Esto se puede sintetizar mediante la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{\Gamma}{dv/dy} \qquad [1.30]$$

Donde:

dv/dy velocidad angular de deformación

Las unidades SI son kg/ms o Pa-s. En el CGS se emplea como unidad el “poise (P)”. 1 P equivale a 1 g/cm s. 1 kg/ms equivale a 10 P. 1cP equivale a 1000 kg/ms

1.2.1.5.2. Viscosidad cinemática ***(ν)***

Es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido. Por lo tanto se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \qquad [1.31]$$

Las unidades SI son m^2/s, sin embargo, es común la utilización del stroke (St) como unidad del sistema CGS. Un stroke equivale a un cm^2/s. También se

emplean los centistrokes (cSt), Un cSt equivale a un mm^2/s, por lo tanto, un stroke equivale a 100 centistrokes. Consecuentemente 1 m^2/s corresponde a 10^6 cSt.

En la práctica también se emplean, de manera no recomendable, otras unidades empíricas de viscosidad relativa. Tal es el caso de los grados Engler (ºE) que son unidades adimensionales. Pueden ser transformados a cm^2/s por medio de la siguiente expresión:

$$\nu_{\left(\frac{cm^2}{s}\right)} = 0{,}0731 \,.\, \left[\nu_{(°E)}\right] - \frac{0{,}0631}{\left[\nu_{(°E)}\right]} \qquad [1.32]$$

1.2.2. ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LA HIDRODINÁMICA

También conocida como ecuación de Bernoullí, expresa la relación entre diferentes variables de carácter energético de un fluido, tomando en cuenta dos puntos localizados en cualquier posición de su volumen.

Existen varias maneras de expresar esta ecuación, a continuación se muestra la forma general de la ecuación de Bernoullí con cada uno de sus términos expresados en alturas de presión es decir en metros de columna de agua (mca):

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{{v_1}^2}{2g} - H_{PÉRD\ 1-2} + H_B - H_T = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{{v_2}^2}{2g} \qquad [1.33]$$

Donde:

z	altura geodésica
$\frac{P_1}{\rho g}$	altura de presión
$\frac{{v_1}^2}{2g}$	altura de velocidad
$H_{PÉRD\ 1-2}$	pérdidas hidráulicas de altura entre los puntos 1 y 2
H_B	incremento de altura debido a bombas entre los puntos 1 y 2
H_T	reducción de altura debido a turbinas entre los puntos 1 y 2

Los subíndices 1 y 2 indican los puntos del fluido donde se calculan las propiedades.

1.2.3. NÚMEROS ADIMENSIONALES

1.2.3.1. Número de Reynolds

Es un parámetro de gran relevancia en el análisis de los fluidos, se calcula de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho\, \upsilon\, D}{\mu} \qquad [1.34]$$

Para el flujo en tuberías circulares se pueden emplear las relaciones:

$$Re = \frac{4\, \rho\, \dot{V}}{\pi\, D\, \mu} \qquad [1.34a]$$

$$Re = \frac{4\, \dot{m}}{\pi\, D\, \mu} \qquad [1.34b]$$

Las ecuaciones arriba mostradas se aplican para flujos dentro o alrededor de tuberías circulares. Cuando se tiene un flujo sobre una superficie plana, se emplea la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho\, \upsilon\, L}{\mu} = \frac{\upsilon\, L}{\nu} \qquad [1.34c]$$

En la ecuación [1.34c], el término "L" se refiere a la longitud de la superficie recorrida por el fluido medida en la dirección del flujo.

1.2.4. FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO

La clasificación de los regímenes de corriente en laminar y turbulento se refiere al flujo estudiado microscópicamente y es fundamental para el estudio de los fluidos reales.

El movimiento en régimen laminar es ordenado, estratificado, se considera que el fluido se desplaza en capas que no se mezclan entre sí. Considerando una corriente que se desplaza dentro de una tubería circular en régimen laminar, el fluido no se desplaza como un cilindro, sino como se muestra en la figura **1.5**, en forma de tubos concéntricos deslizantes semejantes a los tubos de un telescopio. La velocidad de las partículas que se encuentran en contacto con las paredes

interiores del tubo es teóricamente nula, en cambio la velocidad de las partículas que se desplazan por el eje central del tubo se mueven con velocidad máxima.

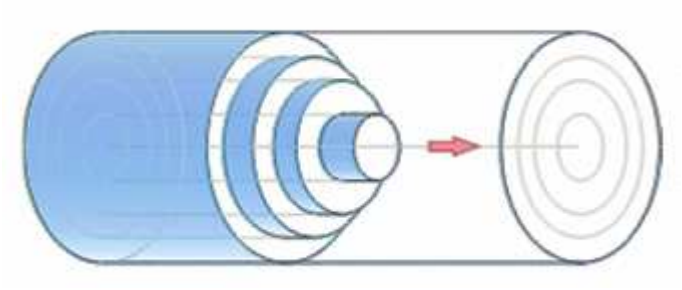


Figura 1.5. Régimen Laminar en tubería circular[5]

Por el contrario, el movimiento en régimen turbulento es caótico. Las partículas se mueven desordenadamente y sus trayectorias resultan aleatorias. En la figura **1.6**. se muestra una fotografía que permite apreciar el perfil de velocidades de una corriente en flujo turbulento. La velocidad de las partículas en un instante determinado tiene componentes en los tres ejes coordenados. Es por lo tanto relevante notar que en flujo turbulento se disipa una cantidad de energía mayor que en régimen laminar.

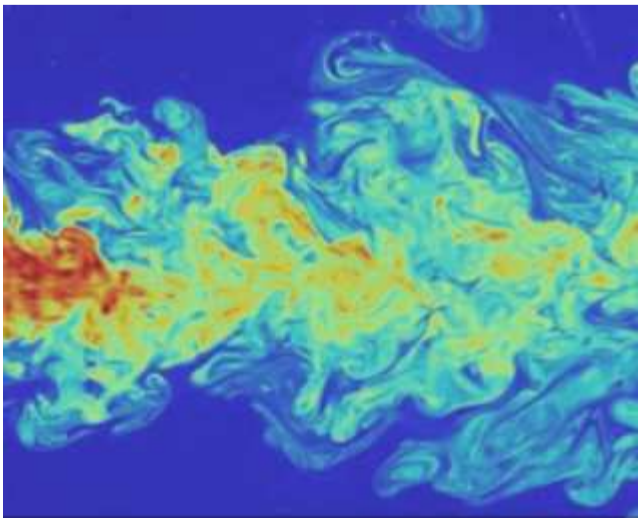


Figura 1.6. Régimen turbulento en una tubería circular[6]

Para conocer si una corriente se desplaza como laminar o turbulenta, se calcula en número de Reynolds, luego se clasifica según la tabla **1.1**:

[5] Fuente: Cabrera R., "Flujo Laminar y Turbulento", 2006
[6] Fuente: Universidad Técnica de Delft, Holanda,2004

Tabla 1.1. Tipo de flujo según el número de Re[7]

VALOR DE Re	TIPO DE RÉGIMEN
< 2 000	Laminar
2 000 - 4 000	Zona crítica
4 000 - 8 000	Transición
> 8 000	Turbulento

1.2.5. RUGOSIDAD RELATIVA $\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$

Es el cociente entre la rugosidad del material "ε" y el diámetro de la tubería "D". La rugosidad depende esencialmente del material de la tubería y puede ser obtenida de la tabla del anexo 1.

1.3. TURBOMÁQUINAS

1.3.1. TIPOS DE BOMBAS

1.1.1.1. Rotodinámicas

Su funcionamiento está basado en la ecuación de Euler; el elemento transmisor de energía se llama "rodete". Tienen un movimiento rotativo en el cual la dinámica de la corriente es el principio para la transformación de energía mecánica a hidráulica. La figura **1.7** muestra las partes principales de una bomba centrífuga.

1.1.1.2. Desplazamiento Positivo

Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo. Pueden ser las bombas alternativas o también las roto-estáticas ya que a pesar de ser rotativas, la transmisión de energía no se produce debido a la dinámica de la

[7] Fuente: Moody L.F., "The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes", 1948

corriente. La figura **1.8** muestra las partes principales de una bomba de engranajes.

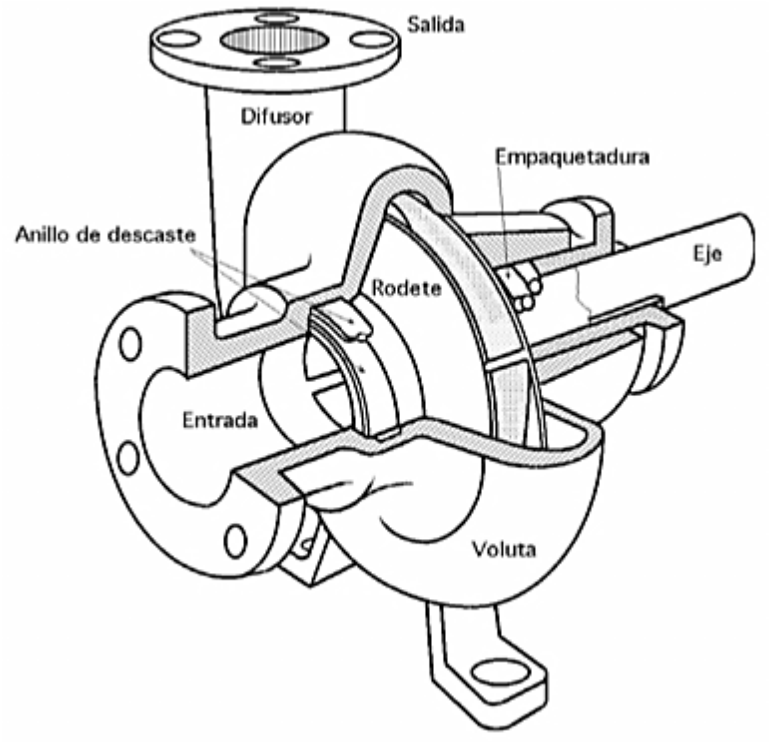


Figura 1.7. Partes de una bomba centrífuga (Rotodinámica)[8]

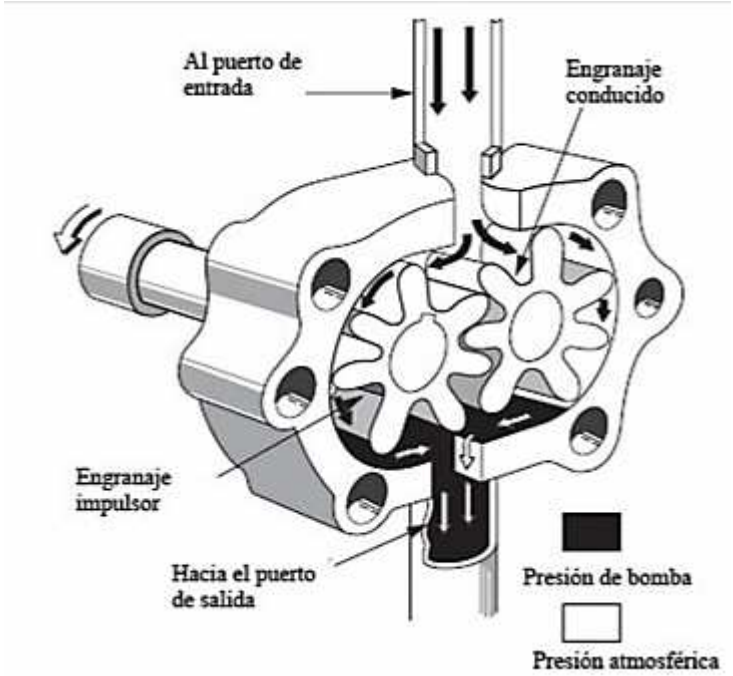


Figura 1.8. Bomba de engranajes (Rotoestática)[9]

[8] Fuente: CEMU Industrias, "Curso de Bombas", España

1.3.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS

Los fabricantes de las bombas diseñan sus productos orientados a suplir las necesidades de la industria. Luego realizan pruebas para evaluar el desempeño de las bombas bajo diferentes condiciones de presión y revoluciones por minuto. Los resultados se presentan a través de gráficas conocidas como curvas características. Las variables que normalmente se muestran son altura de presión, potencia, eficiencia, caudal y número de rpm. La información presente en estas gráficas es fundamental para la planificación y evaluación de sistemas de bombeo. A continuación se muestran algunos ejemplos:

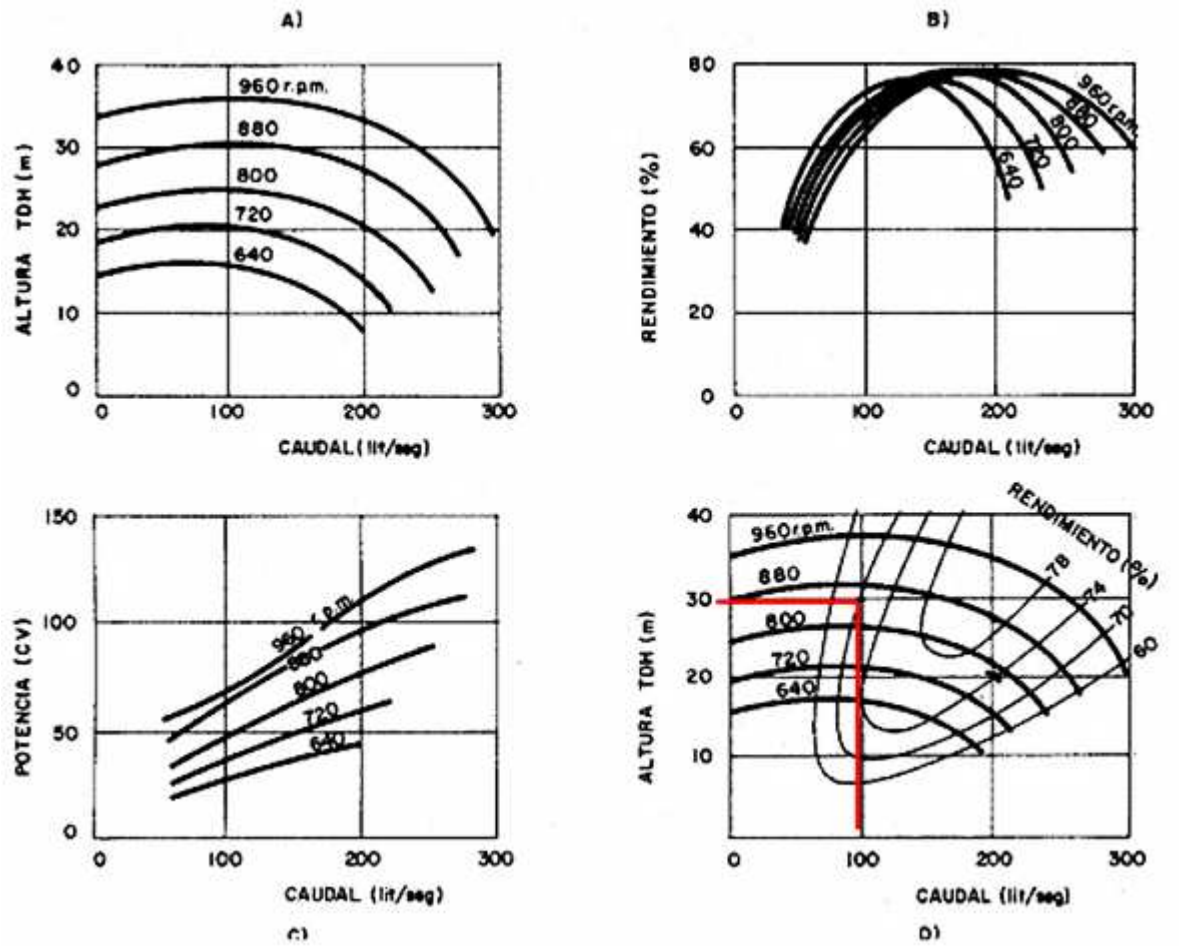


Figura 1.9. Ejemplos de curvas características de una bomba a distintas velocidades: A) Altura vs Caudal B) Rendimiento vs Caudal C) Potencia vs Caudal D) Isorendimiento en el diagrama Altura vs Caudal[10]

---

[9] Fuente: http://www.sapiensman.com
[10] Fernandez P., "Bombas centrífugas y volumétricas", Universidad de Cantabria

1.3.2.1. Triángulos de velocidades en el impulsor de una bomba centrífuga

La curva característica de una bomba centrífuga depende fundamentalmente de las características del impulsor. El análisis de los triángulos de velocidades puede emplearse para estimar la curva característica de una bomba centrífuga. En la figura 1.10 se muestran las velocidades tangenciales (u), las velocidades relativas (v) y las velocidades resultantes (c). Los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y salida del impulsor respectivamente. La velocidad resultante a la salida se ha descompuesto en sus componentes radial (c_{2m}) y tangencial (c_{2n}). De igual forma se muestran los ángulos a la entrada y a la salida del impulsor medidos sobre los álabes y denotados como b.

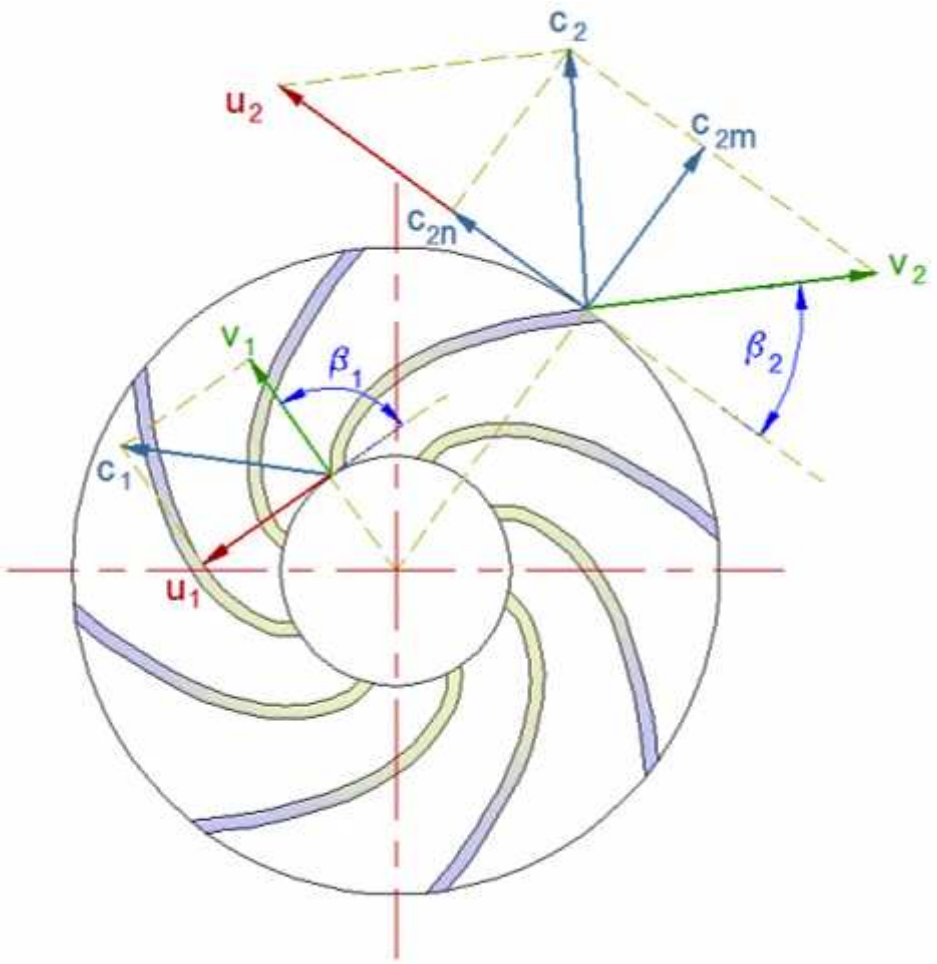


Figura 1.10. Triángulos de velocidades en el impulsor de una bomba centrífuga[11]

[11] Fuente: Elaboración propia

Si al número de álabes del impulsor se lo denota "z" y al área a través de la cual el fluido es expulsado hacia afuera del mismo se la denota "A ; con base en los triángulos de velocidades se obtiene la expresión [1.35], la cual relaciona la altura de presión con el caudal ideales producidos por la bomba sin considerar pérdidas por rozamiento ni choques internos.

$$H = \frac{\mathrm{u}_2{}^2}{g}\left[1 - \frac{k\,\pi\,\sin\beta_2}{z} - \frac{\cot\beta_2}{A\,\mathrm{u}_2}\,\dot{V}\right] \qquad [1.35]$$

Donde el factor "k" se obtiene de la tabla 1.2 :

Tabla 1.2. Valor de "k" en la ecuación [1.35][12]

β_2	10º	20º	30º	40º	50º	60º
Z v (4-8)	1,4	1,1	0,9	0,75	0,6	0,55
Z v(8-16)	1,4	1,15	1	0,85	0,7	0,65

En la ecuación [1.35] se considera que $\beta_1 = 90°$. Esta es la condición más común de diseño de bombas centrífugas ya que produce un salto de altura máximo.

Si de la ecuación [1.35], se despeja el caudal se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{V} = A\,\mathrm{u}_2\,\tan\beta_2{}^\circ\left[1 - \frac{H\,g}{\mathrm{u}_2{}^2} - \frac{k\,\pi\,\sin\beta_2}{z}\right] \qquad [1.36]$$

1.3.3. CURVA DE ALTURA VS CAUDAL DE UN SISTEMA DE BOMBEO

1.3.3.1. Ecuación matemática de la curva

Las variables de un sistema de bombeo no dependen exclusivamente de las bombas sino que también de las características específicas y disposición de la tubería, así como del fluido bombeado. Es posible describir el comportamiento del sistema a través de una nueva curva generada a partir de sus características

[12] Fernandez P., "Bombas centrífugas y volumétricas", Universidad de Cantabria

propias. Para obtenerla, se debe partir de la ecuación de Bernoullí. Al despejar la velocidad de la ecuación [1.26], es posible remplazar su equivalencia en la ecuación [1.33]. Si luego, de la expresión obtenida se despeja la altura de presión dinámica que debe aportar la bomba, se obtiene:

$$H_B = \frac{16\,\dot{V}^2}{2\pi^2 g}\left(\frac{1}{{D_2}^4} - \frac{1}{{D_1}^4}\right) + \frac{1}{\rho g}\,(P_2 - P_1) + z_2 - z_1 + H_{PÉRD\ 1-2} + H_T \qquad [1.37]$$

Para el caso frecuente en el que no se trabaje con turbinas en el sistema de bombeo, se tendría:

$$H_B = \frac{16\,\dot{V}^2}{2\pi^2 g}\left(\frac{1}{{D_2}^4} - \frac{1}{{D_1}^4}\right) + \frac{1}{\rho g}\,(P_2 - P_1) + z_2 - z_1 + H_{PÉRD\ 1-2} \qquad [1.38]$$

1.3.3.2. Pérdidas de altura en la tubería

En la expresión anterior, la altura de presión de la bomba ($\boldsymbol{H_B}$) y el caudal ($\boldsymbol{\dot{V}}$) constituyen las variables dependiente e independiente que necesitan para generar la nueva gráfica. Luego se enfoca el análisis en el cálculo de las pérdidas de altura debido a las pérdidas en la tubería entre los puntos 1 y 2 ($H_{pérd\ 1-2}$). Se consideran pérdidas de superficie y pérdidas de forma; las primeras se deben a la fricción del fluido con las paredes de la tubería y las otras se producen debido a dispositivos accesorios como válvulas y codos.

1.3.3.2.1. Pérdidas de superficie en tuberías rectas

Se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$H_{pérd\ de\ superficie} = \frac{f\,L\,v^2}{2\,g\,D} \qquad [1.39]$$

Para obtener el factor de fricción mediante el diagrama de Moody, se requiere conocer el número de Reynolds y la rugosidad relativa. Ambos valores se obtienen como se ha descrito en los literales: 1.2.3 y 1.2.5 respectivamente.

Para el flujo en tuberías circulares se puede emplear las relaciones:

$$H_{pérd\ de\ superficie} = \frac{8\ f\ L\ \dot{V}^2}{\pi^2\ g\ D^5} \qquad [1.39a]$$

$$H_{pérd\ de\ superficie} = \frac{8\ f\ L\ \dot{m}^2}{\pi^2\ \rho^2 g\ D^5} \qquad [1.39b]$$

1.3.3.2.2. Pérdidas de forma en accesorios

Pueden ser calculadas de dos maneras, mediante coeficientes de pérdida de carga o mediante longitudes equivalentes.

a) Coeficientes de pérdidas de carga:

$$H_{pérd\ forma} = \Sigma k_{accesorios} \frac{v^2}{2\ g} \qquad [1.40]$$

Este coeficiente se depende del tipo de accesorio, la rugosidad y el número de Reynolds, además de la configuración de la corriente antes de ingresar al accesorio. Los valores de "$k_{ACCESORIOS}$" pueden obtenerse de la tabla del anexo 2.

Para el flujo en tuberías circulares se puede emplear la expresión:

$$H_{pérd\ forma} = \Sigma k_{accesorios} \frac{8\ \dot{V}^2}{\pi^2\ g\ D^4} \qquad [1.40a]$$

$$H_{pérd\ forma} = \Sigma k_{accesorios} \frac{8\ \dot{m}^2}{\pi^2 \rho^2\ g\ D^4} \qquad [1.40b]$$

b) Longitudes equivalentes

$$H_{pérd\ forma} = \frac{f\ L_e\ v^2}{2\ g\ D} \qquad [1.41]$$

Para el flujo en tuberías circulares se puede emplear la expresión:

$$H_{pérd\ forma} = \frac{8\ f\ L_e\ \dot{V}^2}{\pi^2 g\ D^5} \qquad [1.41a]$$

$$H_{pérd\ forma} = \frac{8\ f\ L_e\ \dot{m}^2}{\pi^2 \rho^2\ g\ D^5} \qquad [1.41b]$$

Donde:

L_e Longitud equivalente del accesorio obtenida del nomograma del anexo 3.

La longitud equivalente es un factor que reemplaza el efecto de cada accesorio por una longitud de tubería equivalente que será añadida a la ecuación de las pérdidas por superficie. Este método es ligeramente más sencillo que el de coeficientes de pérdidas de carga.

Una vez realizados los cálculos descritos, es factible construir la gráfica: Altura de presión vs caudal del sistema de bombeo con base en la ecuación [1.38]. En la figura **1.11** se muestra un ejemplo de curva característica de un sistema de bombeo.

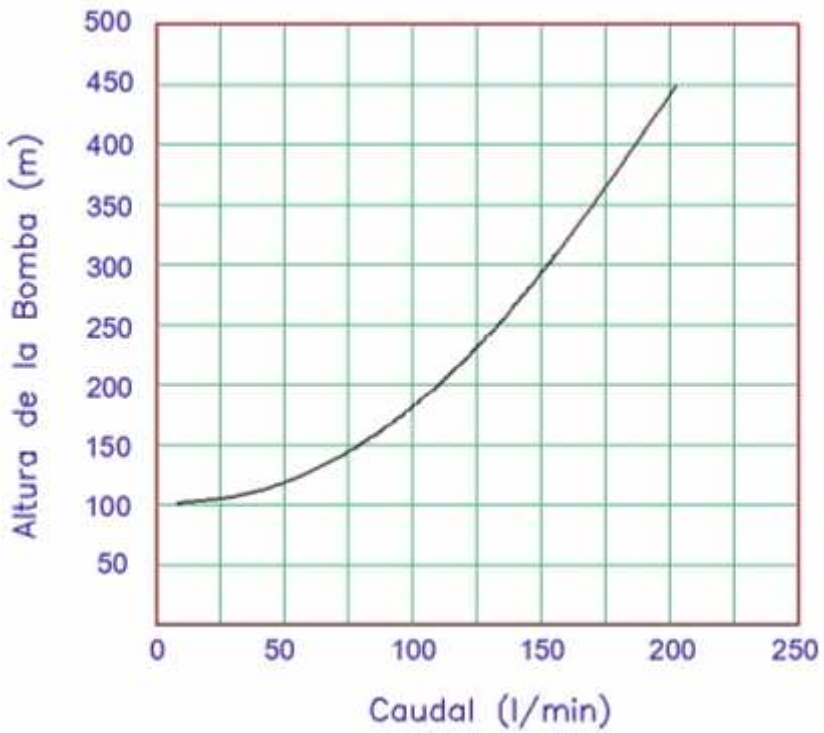


Figura 1.11. Ejemplo de curva característica de un sistema de bombeo[13]

[13] Fuente: Elaboración propia

1.3.4. PUNTO DE MÁXIMA EFICIENCIA (BEP)

Una vez que se dispone de las curvas características de altura vs caudal de la bomba y del sistema, ambas graficas se pueden superponer, como se muestra en la figura **1.12**, para encontrar el punto de intersección de las dos curvas, a este sitio se le conoce como punto de máxima eficiencia y constituye un parámetro importante para el dimensionamiento de sistemas de bombeo. En la práctica, es recomendable que la bomba opere entre el 80% y 110% del BEP. Operar una bomba lejos del BEP no solo reduce la eficiencia sino que además eleva los costos de mantenimiento de las bombas. En un sistema instalado, es posible cambiar el punto de trabajo instalando válvulas de control, cambiando el diámetro del impulsor, instalando líneas de recirculación o remplazando la bomba.

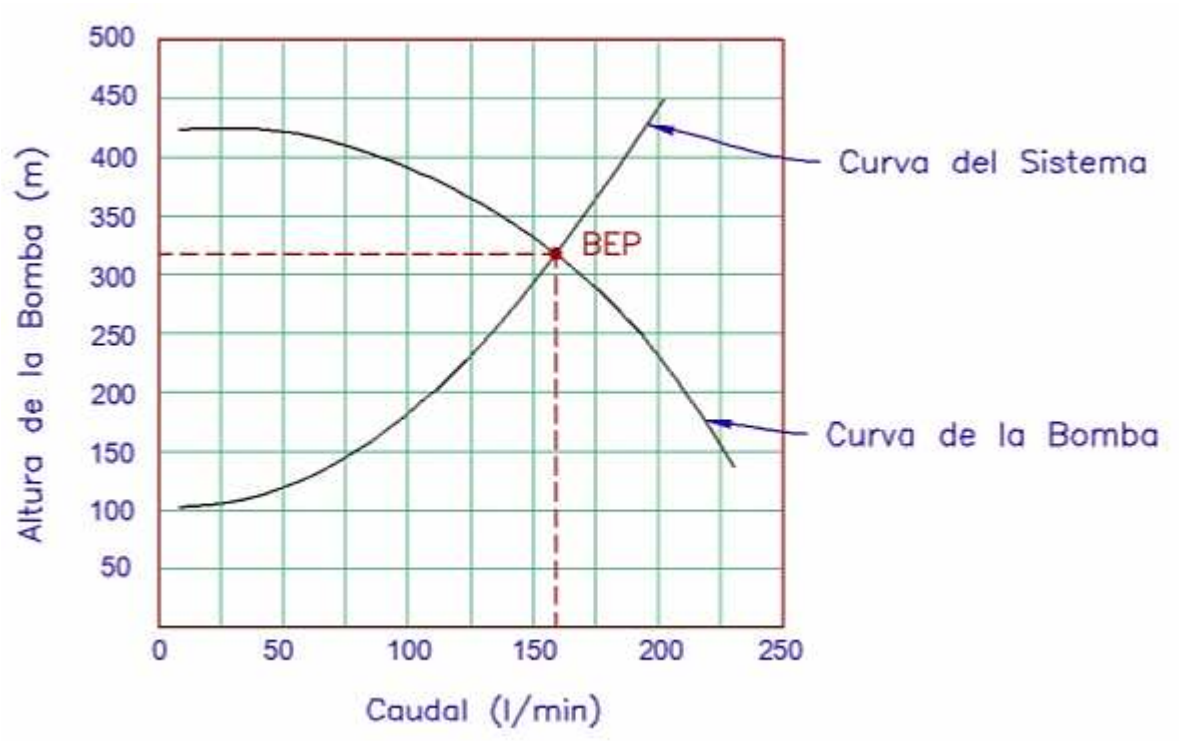


Figura 1.12. Ejemplo de Punto de máxima eficiencia (BEP)[14]

[14] Fuente: Elaboración propia

1.3.5. ALTURA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA (NPSH)

La altura neta de succión positiva es un parámetro esencial para evitar que se produzca “cavitación” en el impulsor de las bombas. Este fenómeno se produce de la siguiente manera:

Cuando la bomba opera con una aspiración excesiva, se produce una presión de succión baja en la misma, la presión puede disminuir tanto como para crear un vacío. Si la presión en la tubería es más baja que la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, el líquido se convierte en vapor. Cuando la presión de entrada se encuentra a punto de alcanzar el punto de vaporización, las bolsas de vapor forman burbujas en la superficie de los álabes de impulsor. Una vez que estas burbujas avanzan en el impulsor, pasando de la región de baja presión a aquella de alta presión, retornan rápidamente a estado líquido produciendo una implosión que golpea el álabe en ocasiones capaz de desprender pequeñas partículas del material del álabe. Este fenómeno puede generar un ruido audible y según la intensidad del problema dar lugar a un desgaste acelerado de la bomba, una reducción en su rendimiento o una disminución del caudal.

1.3.5.1. NPSH $_{\text{Requerido}}$

A partir de la descripción anterior, se concluye que para evitar problemas de cavitación en la bomba, es necesario tener de una presión mínima a la entrada del impulsor, a este valor se lo llama NPSH $_{\text{Requerido}}$. Este es un dato que debe ser proporcionado por el fabricante y depende del caudal de bombeo por lo que se suele incluir entre las curvas características. Se establece con base en la siguiente expresión:

$$NPSH_r = H_z + \frac{v^2}{2g} \qquad [1.42]$$

Donde:

H_z altura de presión absoluta en la entrada de la bomba

$\frac{v^2}{2g}$ altura de carga de energía cinética del fluido

1.3.5.2. NPSH $_{Disponible}$

Por otro lado se tiene el NPSH $_{Disponible}$, el cual establece qué tanta succión se puede tolerar antes de que la presión del líquido alcance el valor de la presión de saturación a la temperatura de bombeo. Su valor depende de las características del sistema de bombeo como se indica en la figura **1.13**. Se calcula de la siguiente manera:

$$NPSH_d = \frac{P_{atm}}{\rho g} + H_s - H_{pérd\ succión} - \frac{P_{vapor}}{\rho g} \qquad [1.43]$$

Donde:

$\frac{P_{atm}}{\rho g}$ altura de presión absoluta en el punto más alto del líquido en el depósito de aspiración (H_{atm})

H_s diferencia de alturas de presión entre el nivel del líquido en el depósito de aspiración y el nivel de la entrada a la bomba (positivo si la bomba se encuentra por debajo del depósito de aspiración y negativo en el caso contrario)

$\frac{P_{vapor}}{\rho g}$ altura de presión **absoluta** de vapor del líquido a la temperatura de bombeo

$H_{pérd\ succión}$ altura de pérdidas de presión superficiales y de forma en la tubería de aspiración, calculadas según se ha descrito en la sección 1.3.3.2.

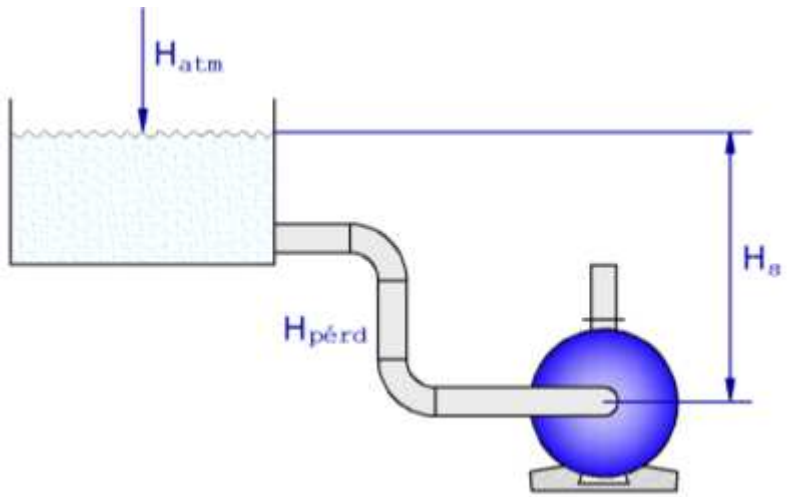


Figura 1.13. Alturas de presión en el cálculo de NPSH[15]

[15] Fuente: Elaboración propia

La condición necesaria para evitar que se genere cavitación es por lo tanto:

$$NPSH_d > NPSH_r$$

1.3.6. ACOPLAMIENTO DE BOMBAS EN PARALELO Y EN SERIE

1.3.6.1. Bombas en Paralelo

Un acoplamiento en paralelo permite sumar los caudales de varias bombas manteniendo la presión de descarga. Resulta conveniente cuando la curva hidráulica del sistema es plana, es decir que el caudal predomina sobre la presión, tal como se muestra en la figura **1.14**.

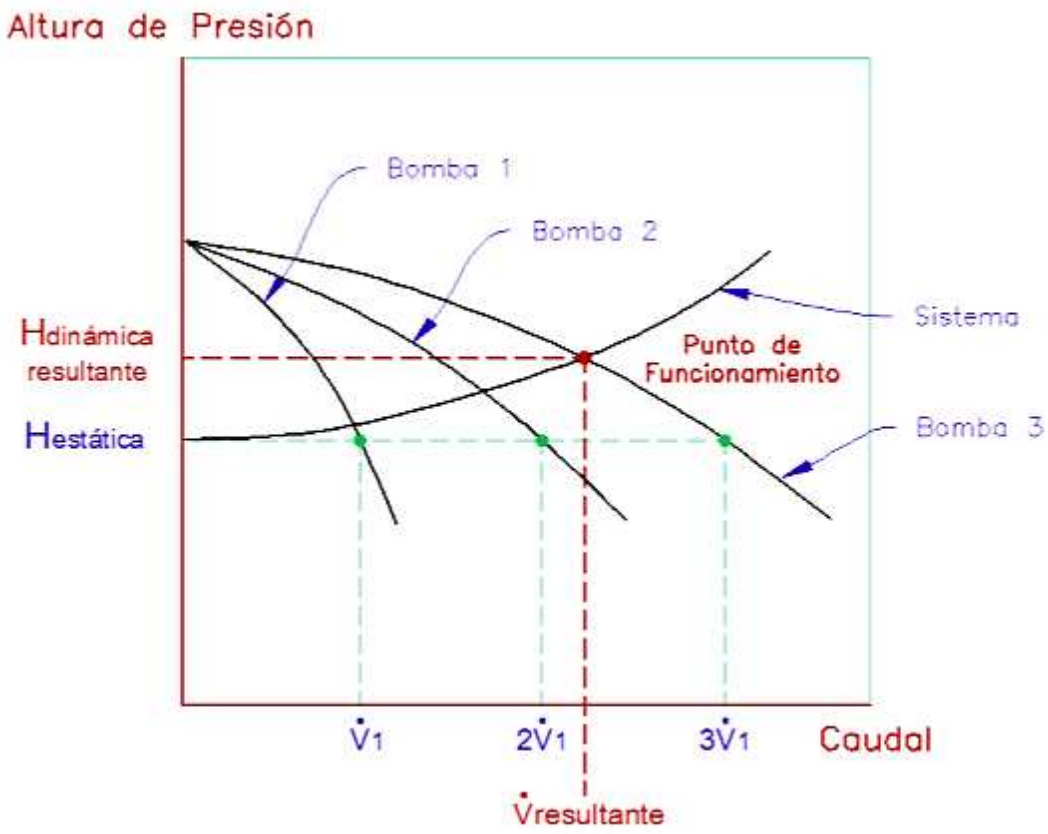


Figura 1.14. Curvas características de Bombas en paralelo[16]

Para la operación en paralelo es importante que las bombas posean curvas características semejantes. De lo contrario aquella bomba que desarrolle más

[16] Fuente: Elaboración propia

presión haría que el punto de operación de la otra se desplace hacia la izquierda en la zona de flujo reducido, esto podría dañar la bomba de menor capacidad.

La operación de dos bombas semejantes en paralelo no implica una duplicación del caudal producido individualmente por cada una. Esto debido a que el desempeño de las bombas depende de la curva característica del sistema.

Un arreglo en paralelo óptimo se obtiene con dos bombas con un 50% de capacidad. A partir de la tercera bomba, el balance económico y de flexibilidad operacional del sistema produce menores ventajas por cada bomba añadida.

1.3.6.2. Bombas en Serie

En un acoplamiento en serie, una bomba es alimentada por la descarga de otra bomba, de esta forma ambas bombas dan paso a un caudal común. El resultado es un aumento en la presión total alcanzada como se muestra en la figura **1.15**.

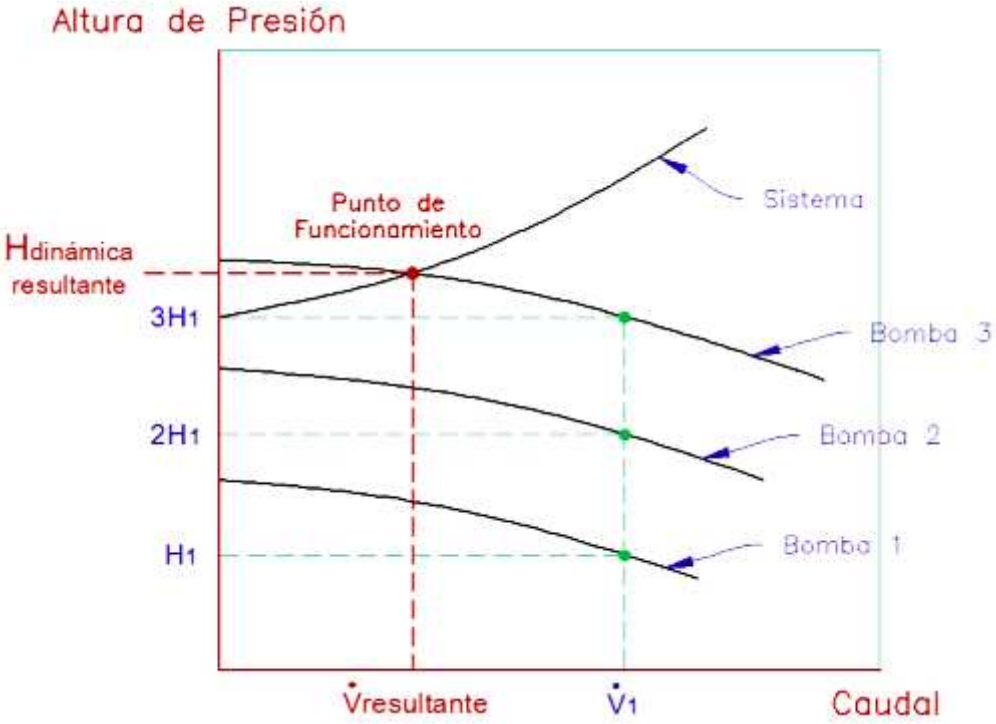


Figura 1.15. Curvas características de Bombas en serie[17]

[17] Fuente: Elaboración propia

Para este arreglo se debe asegurar que la capacidad de aquella bomba que maneja más altos niveles de presión sea suficiente para que no sea sobrecargada. La carcasa, los elementos rotativos y los sellantes deben estar diseñados para soportar las condiciones en los puntos críticos del acoplamiento.

1.3.7. SEMEJANZA EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

Si se denota con el subíndice 1 a las características de un prototipo de Bomba centrífuga y con el subíndice 2 a las correspondientes al modelo de una bomba semejante, se tienen las siguientes relaciones:

$$\lambda = \frac{D_2}{D_1} \qquad [1.44]$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{\lambda}\sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \qquad [1.45]$$

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \lambda^2\sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \qquad [1.46]$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \lambda^2\left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{3}{2}} \qquad [1.47]$$

$$\frac{\tau_2}{\tau_1} = \lambda^3\frac{H_2}{H_1} \qquad [1.48]$$

La altura de presión manométrica "H" corresponde a la diferencia de presiones entre la entrada y la salida del impulsor, medida en mca. Por otro lado, "τ" es el torque aplicado al eje del impulsor.

Si las relaciones anteriores se aplican para una misma bomba ($\lambda = 1$), se obtienen las siguientes relaciones:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1}} = \sqrt{\frac{\tau_2}{\tau_1}} = \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \qquad [1.49]$$

1.3.8. VENTILADORES

El comportamiento de las variables que intervienen en el estudio de los ventiladores es semejante al de aquellas de las bombas. Por otro lado, si para un

mismo diseño de ventilador se varían parámetros como el número de revoluciones por minuto, el diámetro del ventilador y la densidad del fluido, es posible calcular el efecto resultante en el caudal, el incremento de presión y la potencia consumida. Para esto se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{n_2}{n_1} \left[\frac{D_2}{D_1}\right]^3 \qquad [1.50]$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left[\frac{n_2}{n_1}\right]^2 \left[\frac{D_2}{D_1}\right]^2 \frac{\rho_2}{\rho_1} \qquad [1.51]$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \left[\frac{n_2}{n_1}\right]^3 \left[\frac{D_2}{D_1}\right]^5 \frac{\rho_2}{\rho_1} \qquad [1.52]$$

En las ecuaciones anteriores, el subíndice 1 se refiere a las condiciones referenciales conocidas de un ventilador y el subíndice 2 se refiere a otras condiciones nuevas en las que se requiere calcular alguno de sus parámetros.

1.4. TRANSFERENCIA DE CALOR ($\dot{Q}$)

Existen dos formas distintas en que la energía puede atravesar las fronteras de un sistema: trabajo y calor. El trabajo ya ha sido analizado dentro de los conceptos termodinámicos. A continuación se estudia el calor.

1.4.1. DEFINICIONES

1.4.1.1. Calor (Q)

Es una forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperaturas. Según el SI su unidad es el “Julio”.

1.4.1.2. Calor Específico (C)

Se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una masa unitaria de una sustancia. El calor específico puede ser establecido según dos criterios: a presión constante (C_p) y a volumen constante (C_v). Se

emplea uno u otro según las condiciones del proceso en estudio. Según el SI, las unidades para expresar calores específicos son: [kJ/(kg K)].

1.4.1.3. Temperatura (T)

Es una medida de la intensidad de calor presente en un sistema relacionada directamente con el nivel de energía cinética molecular El SI reconoce dos escalas de temperatura: Celsius y Kelvin, la relación entre ambas escalas es la siguiente:

$$T(°C) = T(K) + 273.15 \qquad [1.53]$$

1.4.2. CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR PARA UN FLUJO EN ESTADO ESTABLE

Cuando un fluido en movimiento macroscópico intercambia calor con otro, la tasa de transferencia de calor puede calcularse mediante la expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}\, C\, \Delta T \qquad [1.54]$$

Donde:

ΔT incremento de temperatura del fluido entre la entrada y la salida del volumen de control

1.4.3. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

1.4.3.1. CONDUCCIÓN ($\dot{Q}_{cond}$)

Es la transferencia de energía desde las partículas más energéticas de una sustancia hacia aquellas adyacentes menos energéticas debido a la interacción entre ellas.

La conducción puede tener lugar en sólidos, líquidos o gases. Si se considera el paso de calor por conducción a través de una pared de espesor constante, la transferencia de calor puede ser calculada con base en la Ley de Fourier:

$$\dot{Q}_{cond} = -\,k.A.\frac{\Delta T}{\Delta x} \qquad [1.55]$$

Donde:

A área de la sección normal a la dirección de flujo de calor

Δx espesor de la pared

1.4.3.2. CONVECCIÓN ($\dot{Q}_{conv}$)

Es la transferencia de energía entre una superficie sólida y un fluido adyacente que se encuentra en movimiento, los cuales se encuentran a diferentes temperaturas.

El movimiento del fluido que puede encontrarse en estado líquido o gaseoso, favorece la transferencia de calor. Si se considera un objeto cuya superficie se encuentra a una temperatura T_s , el cual se encuentra en contacto con un fluido cuya temperatura es T_∞ ; la transferencia de calor por convección se calcula mediante la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = h.A.(T_s - T_\infty) \qquad [1.56]$$

1.4.3.3. RADIACIÓN ($\dot{Q}_{rad}$)

Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de átomos y moléculas.

A diferencia de la conducción y la convección, la radiación es posible entre dos cuerpos, aun cuando se encuentren separados por un medio más frío que los dos. Si se tiene una superficie que se encuentra rodeada por un fluido cuyo volumen es tan grande que es capaz de absorber todo el calor emitido por dicha superficie, el calor neto transmitido hacia el fluido puede ser calculado mediante la Ley de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon.\sigma.A.(T_s^4 - T_{alred}^4) \qquad [1.57]$$

Donde:

ε emisividad de la superficie

σ constante de Stefan-Boltzmann (5,67x10^{-8} W/m^2.K^4)

A área de la superficie expuesta a radiación

T_S temperatura absoluta de la superficie expuesta a radiación

T_{alred} temperatura absoluta del medio que rodea a la superficie expuesta a radiación

La emisividad es una propiedad que depende fundamentalmente del material de la superficie, el acabado y el color. Valores representativos de ε se encuentran tabulados para diversas características de las superficies radiantes.

1.4.4. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERÍAS (U)

En la figura **1.16** se tiene una tubería por cuyo interior se desplaza un fluido caliente y externamente se encuentra en contacto con otro fluido frío. El calor que sale de la tubería en dirección radial atraviesa tres barreras aislantes que pueden ser analizadas como un arreglo de resistencias en serie que se muestra en la figura **1.17**.

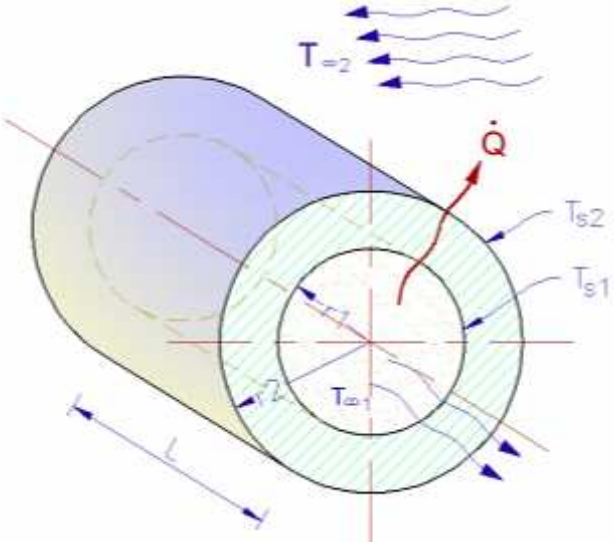


Figura 1.16. Transferencia de calor en tuberías[18]

[18] Fuente: Elaboración propia

El flujo de calor se da en tres etapas, cada una con su respectiva resistencia:

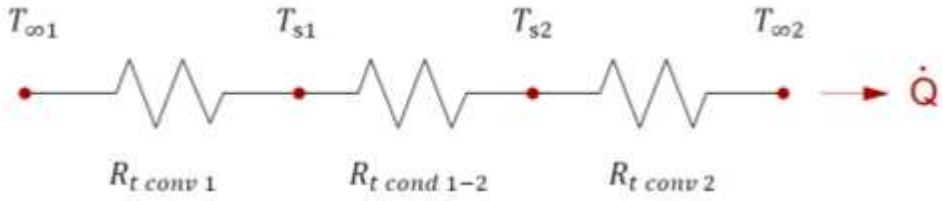


Figura 1.17. Arreglo de resistencias en serie para el análisis de la transferencia de calor en tuberías[19]

1. Convección entre el fluido interno y la pared interna de la tubería:

$$R_{t\ conv\ 1} = \frac{1}{A_1\ h_1} = \frac{1}{2\ \pi\ r_1 L\ h_1} \qquad \left[\frac{K}{W}\right] \qquad [1.58]$$

2. Conducción a través del espesor de la tubería desde su pared interna hasta su pared externa:

$$R_{t\ cond\ 1-2} = \frac{In\ (r_2/\ r_1)}{2\ \pi\ L\ k} \qquad \left[\frac{K}{W}\right] \qquad [1.59]$$

3. Convección entre la pared externa de la tubería y el fluido externo:

$$R_{t\ conv\ 2} = \frac{1}{A_2\ h_2} = \frac{1}{h_2\ 2\ \pi\ r_2 L} \qquad \left[\frac{K}{W}\right] \qquad [1.60]$$

Además, entre cada una de las capas del aislamiento se produce una resistencia térmica de contacto que en la mayoría de casos puede ser considerada despreciable. Excluyendo dicha resistencia de contacto, es posible encontrar una resistencia total equivalente mediante la sumatoria simple de las resistencias de cada etapa:

$$R_{tot} = R_{t\ conv\ 1} + R_{t\ cond\ 1-2} + R_{t\ conv\ 2} \qquad [1.61]$$

[19] Fuente: Elaboración propia

La resistencia total puede ser definida en términos de las áreas interior o exterior del cilindro. Por lo tanto se tiene que:

$$R_{tot} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_1 A_1} = \frac{1}{U_2 A_2} \qquad \left[\frac{K}{W}\right] \qquad [1.62]$$

Con base en la expresión anterior, si “U” se define de manera arbitraria en términos del área interior del cilindro, se tiene que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k} ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{r_2 h_2}} \qquad [1.63]$$

Para un cilindro de pared delgada se tendría:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} \qquad [1.64]$$

El flujo de calor se expresa en función del coeficiente global de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = U\ A\ (T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) \qquad [1.65]$$

Por lo tanto, relacionando las ecuaciones [1.58] y [1.59], se obtiene:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} \qquad [1.66]$$

Finalmente, remplazando la equivalencia de la resistencia total en la última ecuación se tiene el flujo de calor en función de las temperaturas de los fluidos y la geometría de la tubería:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{2\,\pi\, r_1 L\, h_1} + \frac{In\,(r_2/r_1)}{2\,\pi\, L\, k} + \frac{1}{h_2\, 2\,\pi\, r_2 L}} \qquad [1.67]$$

En el caso de tener varias capas de aislamiento en la tubería, se puede ampliar la ecuación anterior siguiendo la misma estructura y añadiendo resistencias térmicas de conducción en el denominador.

1.4.5. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEBIDO A FLUJO EXTERNO EN TUBERÍAS $(\boldsymbol{h})$

Se tiene una tubería con las características de la figura **1.16**. Considerando el flujo de calor en la pared externa del tubo, se tiene una convección que puede ser natural o forzada cuyo coeficiente "h" se desconoce. A continuación se indica el procedimiento para calcular este coeficiente.

1.4.5.1. Temperaturas de referencia para evaluar las propiedades del fluido

Para aplicar correctamente las ecuaciones que se muestran en esta sección, se necesita previamente definir la temperatura de referencia que se empleará para calcular las propiedades del fluido en convección, así se puede tener:

1.4.5.1.1. Temperatura superficial (T_s)

Es aquella temperatura medida en contacto con la superficie externa del cilindro. En la figura 1.16 se identifica como T_{s2}.

1.4.5.1.2. Temperatura ambiente (T_∞)

Es aquella medida en el fluido antes de ser alterada por el calor proveniente de la tubería. También se la puede definir como la temperatura medida en el fluido externo a una gran distancia de la tubería. En la figura **1.16** se identifica como $T_{\infty 2}$

1.4.5.1.3. Temperatura de película (T_f)

Es el promedio entre T_∞ y T_s, por lo tanto se calcula mediante la ecuación:

$$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2} \qquad [1.68]$$

1.4.5.2. Procedimiento para el cálculo del coeficiente de convección debido a flujo externo alrededor de tuberías $(\boldsymbol{h})$

El procedimiento parte del número de Reynolds que se calcula mediante la ecuación [1.34]. Luego se necesita calcular del número de Prandtl, mediante la ecuación [1.69]. Con esta información y considerando el tipo de flujo resultante (laminar o turbulento), se calcula el número de Nusselt empleando las ecuaciones [1.70], [1.71] y [1.72]. Finalmente con los valores obtenidos se emplea la expresión [1.73] para calcular el coeficiente “h”.

1.4.5.2.1. Número de Prandtl $(\boldsymbol{Pr})$

Es una cantidad adimensional dependiente de la temperatura de las sustancias, se calcula mediante la ecuación [1.69].

$$Pr = \frac{\mu\, C_p}{k} \qquad [1.69]7$$

Donde:

$\mu,\ C_p,\ k$ son propiedades del fluido, mas no del material de la tubería

De manera aproximada se pueden distinguir cuatro grupos:

- Metales líquidos Pr << 1
- Gases Pr = 1
- Líquidos (agua, aceites calientes) Pr > 1
- Aceites a bajas temperaturas Pr > 1000

1.4.5.2.2. Número de Nusselt en flujo externo $(\boldsymbol{Nu})$

Se reconocen varios criterios para determinar el número de Nusselt, los resultados pueden ser ligeramente diferentes, pero son considerados válidos dentro de este campo de estudio.

a) Cuando el número Re se encuentra dentro del rango de 0,4 a 4x10^5, y además, el número Pr es mayor que 0,7, se puede emplear la siguiente expresión:

$$Nu = C\ Re_D^m\ Pr^{\frac{1}{3}} \qquad [1.70]$$

Para la expresión anterior, los valores de Re y Pr se deben calcular a la temperatura de película (T_f). Los valores de "C" y "m" se toman de la tabla **1.3**:

Tabla 1.3. Coeficientes para la ecuación [1.70][20]

Re_D	C	m
0,4 - 4	0,989	0,330
4 - 40	0,911	0,385
40 - 4 000	0,683	0,466
4 000 - 40 000	0,193	0,618
40 000 - 400 000	0,027	0,805

b) Cuando el número Re se encuentra dentro del rango entre 1 y 10^6, y además, el número Pr se encuentra dentro del rango de 0,7 a 500, se puede emplear la siguiente expresión:

$$Nu = C\ Re_D^m\ Pr^n\ \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \qquad [1.71]$$

Para la expresión anterior, los valores de Re y Pr se deben calcular a la temperatura ambiente (T_∞), con la excepción de Pr_s que debe calcularse a T_s. Los valores de "C" y "m" se toman de la tabla **1.4**:

Tabla 1.4. Coeficientes para la ecuación [1.71][20]

Re_D	C	m
1 - 40	0,75	0,4
40 – 1 000	0,51	0,5
1 000 – 200 000	0,26	0,6
200 000 – 1 000 000	0,076	0,7

[20] Fuente: Incropera F., DeWitt D., "Fundamentos de Transferencia de Calor", 4ta edición, 1999

El valor de "n" se toma de la tabla **1.5**:

Tabla 1.5. Coeficiente "n" para la ecuación [1.71] [20]

Pr	n
≤ 10	0,37
> 10	0,36

c) Cuando el producto entre los números de Re y Pr es mayor que 0,2, se puede emplear la siguiente expresión:

$$Nu = 0{,}3 + \frac{0{,}62\ Re_D^{\frac{1}{2}}\ Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1+\left(\frac{0{,}4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}}\left[1+\left(\frac{Re_D}{282\ 000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \qquad [1.72]$$

Para la expresión anterior, los valores de Re y Pr se deben calcular a la temperatura de película (T_f).

1.4.5.2.3. Coeficiente de convección en función del número de Nusselt

Una vez conocido el número de Nusselt, el coeficiente de transferencia de calor por convección se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$h = \frac{k\ Nu}{D} \qquad [1.73]$$

1.4.6. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEBIDO A FLUJO INTERNO EN TUBERÍAS (h)

El procedimiento para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección en flujo interno es semejante al caso del flujo externo. Se requiere determinar los números de Reynolds y de Prandtl mediante las relaciones [1.34] y [1.69] respectivamente. Luego se procede a calcular el número de Nusselt, pero

en este caso empleando las relaciones de la figura **1.18**. Finalmente se reemplazan los datos ya conocidos en la ecuación [1.73] y se determina el valor de "h".

1.4.6.1. Número de Nusselt en flujo interno (Nu)

Para determinar el número de Nusselt, según las características del problema, se debe considerar una de las dos alternativas siguientes: Un flujo de calor superficial constante o una temperatura superficial constante. Con este dato adicional, se selecciona la expresión a emplear de la figura **1.18**.

Al respecto de las relaciones para el cálculo del número de Nusselt mostradas en esta sección, es importante citar las palabras de Incropera F. y DeWitt D.:

"…advertimos al lector que no vea cualquiera de las correlaciones anteriores como sacrosantas. Cada una de ellas es razonable sobre cierto rango de condiciones, pero para la mayoría de los cálculos de ingeniería no se debe esperar una precisión mejor que 20%. Debido a que se basan en resultados más recientes que abarcan un amplio rango de condiciones…"[21]

1.4.7. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECIIÓN SOBRE PLACAS PLANAS (h)

Cuando una corriente de fluido se desplaza sobre una superficie plana se puede calcular el coeficiente de convección mediante varias relaciones que deben ser seleccionadas a partir del tipo de flujo y las propiedades del fluido. Para el caso particular de este proyecto interesa conocer las siguientes ecuaciones:

$$Nu = \frac{h\,L}{k} \qquad [1.74]$$

$$Nu = 0{,}0296\, Re^{\frac{4}{5}}\, Pr^{\frac{1}{3}} \qquad [1.75]$$

[21] Fuente: Incropera F., DeWitt D., "Fundamentos de Transferencia de Calor", 4ta edición, 1999, p. 371

Correlación		Condiciones
$f = 64/Re_D$	(8.19)	Laminar, completamente desarrollado
$Nu_D = 4.36$	(8.53)	Laminar, completamente desarrollado, q_s'' uniforme, $Pr \geq 0.6$
$Nu_D = 3.66$	(8.55)	Laminar, completamente desarrollado, T_s uniforme, $Pr \geq 0.6$
$\overline{Nu}_D = 3.66 + \dfrac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	(8.56)	Laminar, longitud de entrada térmica ($Pr \gg 1$ o una longitud inicial no calentada), T_s uniforme
o		
$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\dfrac{Re_D Pr}{L/D}\right)^{1/3} \left(\dfrac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$	(8.57)	Laminar, longitud de entrada combinada $\{[Re_D Pr/(L/D)]^{1/3}(\mu/\mu_s)^{0.14}\} \geq 2$, T_s uniforme, $0.48 < Pr < 16{,}700$, $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$
$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	(8.20a)[c]	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	(8.20b)[c]	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D \geq 2 \times 10^4$
o		
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	(8.21)[c]	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60)[d]	Turbulento, completamente desarrollado, $0.6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10{,}000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0.4$ para $T_s > T_m$ y $n = 0.4$ para $T_s < T_m$
o $Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\dfrac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$	(8.61)[d]	Turbulento, completamente desarrollado, $0.7 \leq Pr \leq 16{,}700$, $Re_D \geq 10{,}000$, $L/D \geq 10$
o $Nu_D = \dfrac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.63)[d]	Turbulento, completamente desarrollado, $0.5 < Pr < 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	(8.65)	Metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, q_s'' uniforme, $3.6 \times 10^3 < Re_D < 9.05 \times 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^4$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$	(8.66)	Metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, T_s uniforme, $Pe_D > 100$

Figura 1.18. Relaciones para el cálculo del número de Nusselt en flujo interno[20]

En la ecuación [1.74], el término “ ” se refiere a la longitud de la superficie recorrida por el fluido medida en la dirección del flujo.

La ecuación [1.75] es aplicable, cuando 2 x10^3 ≤ Re ≤ 10^8, y además 0,6 ≤ Pr ≤ 60. Por otro lado, al emplear estas dos ecuaciones, las propiedades del fluido deben ser evaluadas a la temperatura de película según se explica en la página 36. El valor del número de Re debe calcularse según la ecuación [1.34c].

1.4.8. INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.4.8.1. Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo al arreglo del flujo y el tipo de construcción. Pueden ser de tubos concéntricos, de tubos y coraza, de placas, de flujo cruzado y compactos. A continuación se muestran ejemplos de estos tipos de intercambiadores:

1.4.8.1.1. De tubos concéntricos

Figura 1.19. Intercambiador de calor de tubos concéntricos[22]

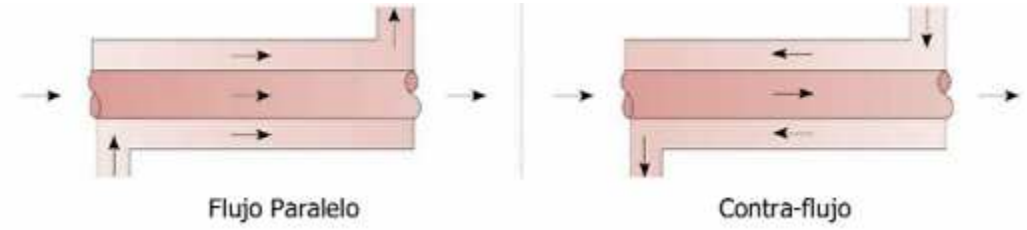


Figura 1.20. Operación en flujo paralelo y contraflujo en intercambiadores de calor de tubos concéntricos[23]

1.4.8.1.2. De tubos y coraza

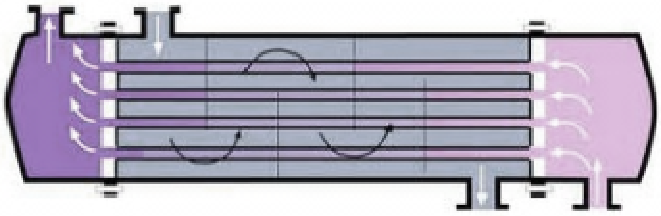


Figura 1.21. Intercambiador de calor de tubos y coraza con un solo paso por los tubos y un solo paso por la coraza. Operación en contraflujo cruzado[24]

---

[22] Sentry Equipment Corp., "Tube in tube heat exchangers", 2011
[23] Fuente: Spakovsky Z. (MIT), "Heat Exchangers", 1999

1.4.8.1.3. De placas

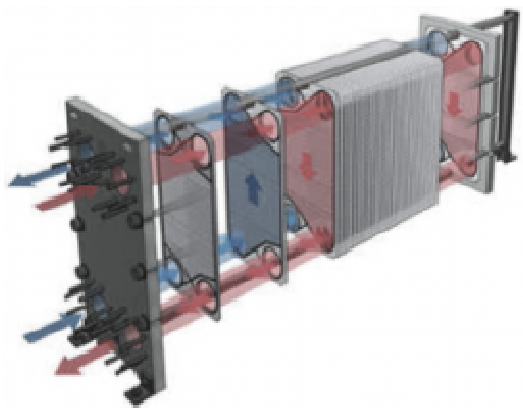


Figura 1.22. Intercambiador de calor de placas[25]

1.4.8.1.4. De flujo cruzado

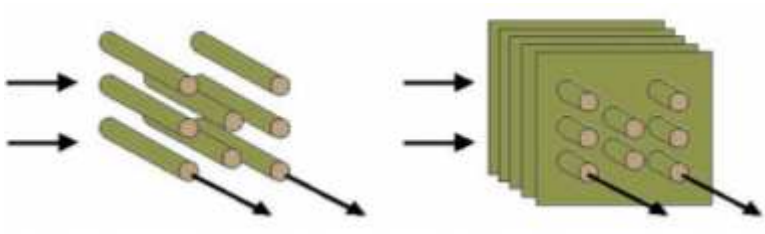


Figura 1.23. Intercambiador de calor de flujo cruzado[26]

1.4.8.1.5. Compactos

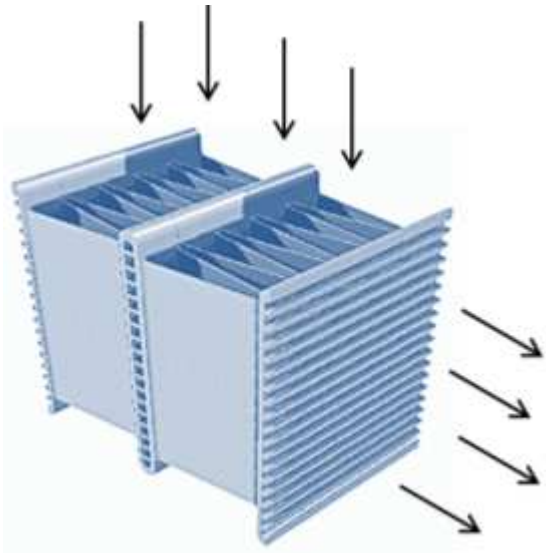


Figura 1.24. Intercambiador de calor compacto[27]

---

[24] Fuente: Washington University, "Shell and tube heat exchangers pattern", 1995
[25] Fuente: API Heat Transfer INC., "Plate heat exchangers", 2011
[26] Fuente: Spakovsky Z. (MIT), "Heat Exchangers", 1999

1.4.9. CÁLCULOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

1.4.9.1. Método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (DTML)

A partir de los criterios mencionados alrededor de la transferencia de calor en tuberías circulares, ahora se amplía el estudio a los intercambiadores de calor de tubos y coraza. Para este caso, la diferencia de temperaturas de las ecuaciones [1.60] y [1.61] se reemplaza por una "diferencia de temperaturas media logarítmica" (DTML), por lo tanto las ecuaciones quedan de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = U\ A\ \Delta T_{ml} \qquad [1.76]$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{ml}}{R_{tot}} \qquad [1.77]$$

Donde:

U coeficiente global de transferencia de calor de la tubería del intercambiador de calor de tubos y coraza

R_{tot} resistencia total al flujo de calor en las tuberías del intercambiador de calor de tubos y coraza

A área perpendicular a la dirección de flujo del calor

ΔT_{ml} diferencia de temperaturas media logarítmica, calculada según la expresión:

$$\Delta T_{ml} = F\ \Delta T_{ml\ CF} \qquad [1.78]$$

Donde:

F factor de corrección para un intercambiador de calor de coraza y tubos. Se obtiene de la gráfica de la figura **1.25**. Se debe calcular previamente las variables "R" y "P" según las ecuaciones mostradas en la figura **1.25**.

$\Delta T_{ml\ CF}$ Diferencia de temperaturas media logarítmica para un arreglo en contraflujo. Calculada de la siguiente forma:

---

[27] Fuente: University of Kentucky, "Design and manufacturing of heat exchangers", 2011

$$\Delta T_{ml\,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad [1.79]$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad [1.80]$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad [1.81]$$

Donde:

$T_{h,i}$ Temperatura alta de entada

$T_{h,o}$ Temperatura alta de salida

$T_{c,i}$ Temperatura baja de entada

$T_{c,o}$ Temperatura baja de salida

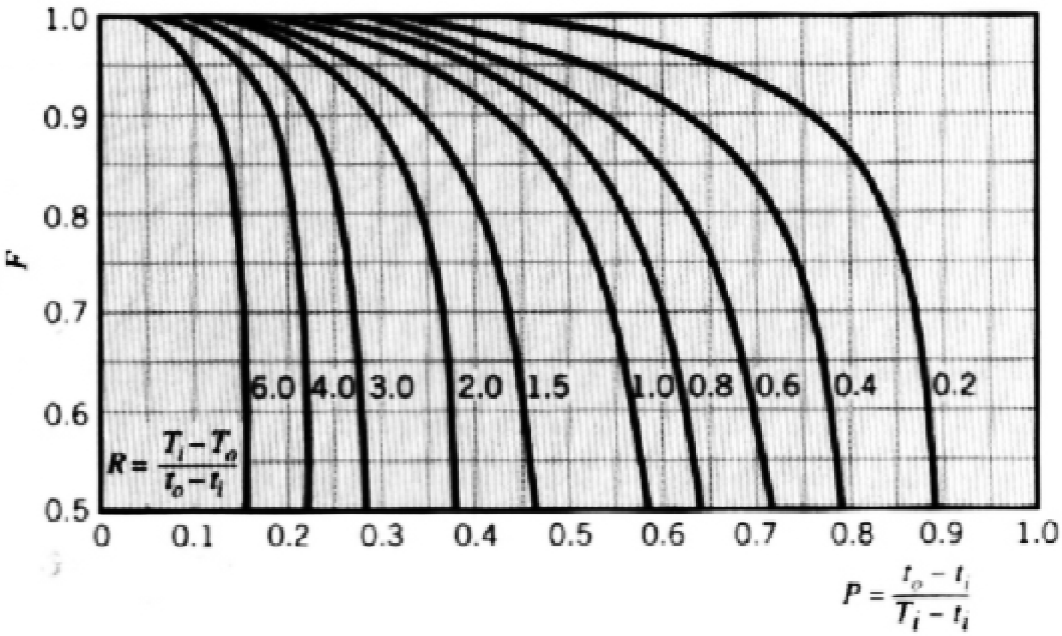


Figura 1.25. Factor de corrección para intercambiadores de calor de una coraza una cantidad de tubos par[20]

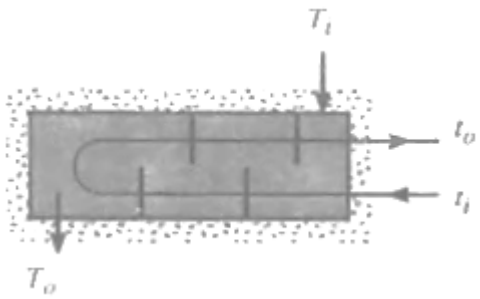


Figura 1.26. Convención de símbolos para las temperaturas de las fórmulas en la figura **1.25**[20]

1.4.9.1. Método de eficiencia-NUT

El uso del método DTML es recomendable para el dimensionamiento de intercambiadores de calor cuando las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos son conocidas. Por otro lado, el método de Eficiencia-NUT resulta más útil en aquellos casos en que se conocen las dimensiones del intercambiador de calor y además las temperaturas de entrada de los fluidos, mientras que las temperaturas de salida no son conocidas con certeza, tampoco así la transferencia de calor.

1.4.9.1.1. Capacitancia Térmica $(\boldsymbol{C})$

Para la aplicación del método de eficiencia-NUT, en esta sección se emplea de nuevo el término "**C**" pero ahora para representar la capacitancia térmica de los fluidos que atraviesan el intercambiador de calor. Las unidades según el SI son W/K.

De los dos fluidos que ingresan al intercambiador, se debe identificar a aquel cuya capacitancia térmica es menor. De allí se puede calcular el flujo de calor máximo $\dot{Q}_{máx}$ mediante la expresión:

$$\dot{Q}_{máx} = \boldsymbol{C}_{mín}(T_{h,i} - T_{c,i}) \qquad [1.82]$$

1.4.9.1.2. Eficiencia en intercambiadores de calor (ε)

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre la cantidad de calor que es realmente capaz de transferir y aquella cantidad de calor que podría intercambiar si tuviera una longitud infinita. Por lo tanto se tiene:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{máx}} \qquad [1.83]$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\dot{Q} = \varepsilon\, \boldsymbol{C}_{mín}(T_{h,i} - T_{c,i}) \qquad [1.84]$$

La relación entre la capacitancia menor y la mayor se conoce con el símbolo: C_r y su fórmula se indica a continuación:

$$\boldsymbol{C}_r = \frac{\boldsymbol{C}_{mín}}{C_{máx}} \qquad [1.85]$$

La eficiencia depende de C_r y del número NUT. Este último puede calcularse con cualquiera de las relaciones siguientes:

$$NUT = \frac{UA}{\boldsymbol{C}_{mín}} \qquad [1.86]$$

$$NUT = \frac{1}{\boldsymbol{C}_{mín}\, R_{tot}} \qquad [1.87]$$

La relación entre la eficiencia y el número de NUT se expresa mediante ecuaciones matemáticas o gráficas como las mostradas en las figuras **1.27** y **1.28**.

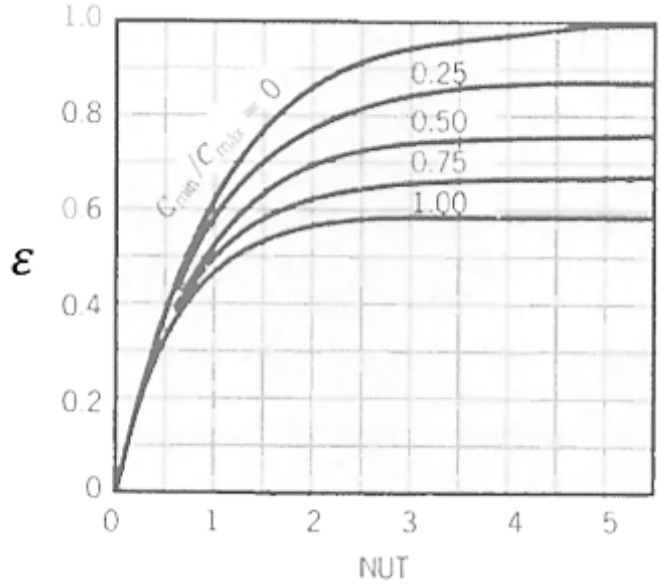


Figura 1.27. Eficiencia de un intercambiador de calor de tubos y coraza con una sola coraza y cualquier múltiplo de 2 pasos por lostubos[20]

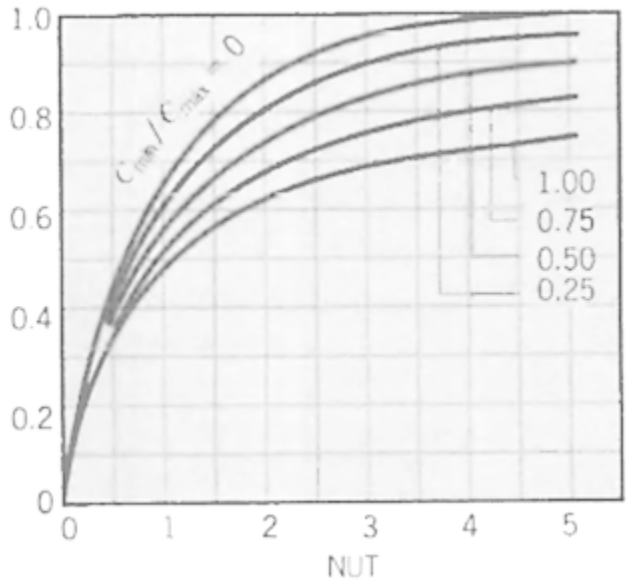


Figura 1.28. Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo cruzado de un solo paso con ambos fluidos sin mezclar[20]

Finalmente, una vez conocida la eficiencia, las capacitancias térmicas y las temperaturas de entrada al intercambiador, se puede calcular la transferencia de calor mediante la expresión [1.84].

1.4.9.2. Caída de presión en intercambiadores de calor de tubos y coraza por el lado de la coraza

Se han llevado a cabo estudios experimentales para obtener métodos que permitan estimar las pérdidas de presión en el fluido que atraviesa un intercambiador de calor por el lado externo de los tubos en el interior de la coraza. El primer método notable fue propuesto por Tinker a mediados del siglo pasado. Poco después, Kern D. desarrolló estudios y propuso un método que fue ampliamente difundido y se emplea hasta la actualidad. Posteriormente se desarrollaron métodos de mayor precisión pero que requieren de algoritmos más elaborados como es el caso de Bell Delaware.

Para propósitos prácticos en este proyecto se emplean los criterios clásicos de Kern a sabiendas de que arrojan resultados con menor precisión que algunos

otros métodos más recientes, más sin embargo son válidos en el estudio de fluidos no compresibles.

De manera condensada se muestran a continuación las fórmulas relevantes para los cálculos en intercambiadores de calor de tubos y coraza con una disposición triangular de los tubos como se muestra en la figura **1.29**:

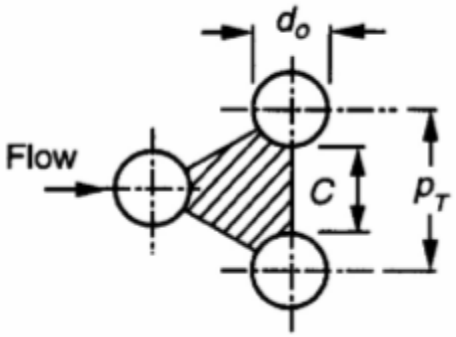


Figura 1.29. Disposición triangular de la tubería de un intercambiador de calor de tubos y coraza[28]

$$D_E = 1{,}095\ \frac{{P_T}^2}{d_o} - d_o \qquad [1.88]$$

$$G_S = \frac{\dot{m}_S}{P_B\ D_S\left(1-\frac{d_o}{P_T}\right)} \qquad [1.89]$$

$$Re = \frac{D_E\ G_S}{\mu_b} \qquad [1.90]$$

$$\phi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0{,}14} \qquad [1.91]$$

$$f_S = e^{0{,}576-0{,}19\ ln\,Re} \qquad [1.92]$$

$$\Delta P_S = \frac{f_S\ {G_S}^2\ D_S\ (N_B+1)}{2\ g\ \rho\ D_E\ \phi} \qquad [1.93]$$

Donde:

D_E Diámetro equivalente debido al espació mínimo de flujo a través de los tubos del intercambiador de calor

P_T distancia entre los ejes de 2 tubos

d_o diámetro externo de los tubos

G_S flujo de masa por unidad de área

$\dot{m}_S$ flujo de masa

[28] Fuente: Kern D., “Heat Transfer Process”, 1983

P_B distancia entre dos deflectores

D_S diámetro interno de la coraza

Re número de Reynolds para flujo a través de la coraza

N_B Número de deflectores

ϕ relación de viscosidades

μ_b viscosidad absoluta del fluido a la temperatura promedio

μ_w viscosidad absoluta del fluido a la temperatura de la superficie de los tubos

f_S factor de fricción adimensional en la superficie externa de los tubos

ΔP_S Caída de presión en intercambiadores de calor de tubos y coraza por el lado de la coraza

1.5. PÉRDIDAS DE POTENCIA EN RODAMIENTOS

Según la empresa fabricante de rodamientos: SFK, el cálculo de las pérdidas de potencia en rodamientos puede realizare en base en las siguientes fórmulas:[29]

$$N_R = 1{,}05x10^{-4} \,.\, M \,.\, n \qquad [1.94]$$

N_R Pérdida de potencia, W

M Momento de fricción total del rodamiento, N mm

n Número de revoluciones por minuto, rpm

$$M = 0{,}5 \,.\, \mu \,.\, P \,.\, D \qquad [1.95]$$

μ Coeficiente de fricción constante del rodamiento (Anexo 2)

P Carga dinámica equivalente, N

D Diámetro del agujero del rodamiento, mm

Remplazando la fórmula del momento de fricción en la de la pérdida de potencia se obtiene:

$$N_R = 5{,}25 \, x \, 10^{-5} \,.\, \mu \,.\, P \,.\, D \,.\, n \qquad [1.96]$$

[29] Fuente: www.skf.com, “Fricción/Pérdida de potencia y temperatura del rodamiento”, 2011

De esta forma se puede calcular la potencia que se pierde debido a la fricción en los rodamientos. El término “P” debe calcularse tomando en cuenta las cargas que actúan sobre el rodamiento en sentido radial y en sentido axial. Para el caso de rodamientos radiales, en los cuales de existir un efecto de carga axial, éste es mínimo. La carga dinámica “P” es igual al valor de la carga estática radial.

La carga estática radial se calcula en base a los criterios de la mecánica clásica. Considerando las cargas que actúan sobre el eje y las reacciones en los apoyos. Estas fórmulas asumen que los ejes giran balanceados en torno a su centro de gravedad; en el caso excepcional de tener un eje con su diseño desbalanceado, se requeriría emplear otros criterios de cálculo para la carga dinámica tomando en cuenta la fuerza radial generada por la aceleración centrípeta.

1.6. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA A DIESEL

1.6.1. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

En el motor diesel, la energía se obtiene de la combustión del diesel en el aire comprimido y fuertemente calentado en el interior del cilindro. Esta combustión conlleva un fuerte aumento de la presión del gas en la cámara de combustión. Es necesario forzar la penetración del combustible a inflamar en la cámara de combustión, que se encuentra ocupada por el aire comprimido y calentado; esta labor es efectuada por la bomba de inyección y el inyector. La combustión debe a la alta compresión en el interior de los cilindros que, acompañada de una elevada temperatura provoca la inflamación espontánea del combustible a medida que ingresa en el cilindro.

En un motor Diesel es factible tener una relación de compresión mucho más elevada que en uno a gasolina. Esta relación de compresión normalmente está comprendida entre 15:1 y 25:1. Sin embargo se pueden alcanzar relaciones de 30:1.

1.6.2. COMBUSTION EN EL MOTOR DIESEL

El encendido en los motores Diesel se genera debido a que se alcanza el punto de inflamación del combustible a la presión del aire lograda en la carrera de compresión. Al final de esta carrera se inyecta combustible líquido a alta presión, el mismo que es distribuido en forma de chorro en la cámara de combustión. Debido a la alta presión del chorro, el combustible se pulveriza en muy finas partículas, favoreciendo de esta manera a la reacción química del combustible con el oxígeno.

La distribución del combustible, el mezclado con el aire, la evaporación y difusión, así como también las reacciones químicas necesarias para quemar el combustible se llevan a cabo en un período de tiempo muy pequeño. El estudio del proceso de combustión del motor Diesel, se lo realiza considerando el diagrama de variación de la presión en el interior del cilindro, en función del ángulo de giro del cigüeñal.

1.6.3. RELACION DE AIRE / COMBUSTIBLE DE LOS MOTORES DIESEL

La razón entre el flujo de aire y el de combustible que ingresan el cilindro, se conoce como relación aire /combustible. Una relación pobre es aquella en la que se tiene una cantidad baja de combustible en relación al aire. La relación aire / combustible teórica determina la cantidad mínima de aire con que debe alimentarse a un motor para poder quemar completamente una cantidad de combustible dada. En la práctica, los motores Diesel operan a razones de aire / combustible (estequiométricas) más pobres que las teóricamente correctas, incluso a potencia máxima. Esto se debe a que generalmente no disponen de estrangulador (con raras excepciones). A medida que los motores Diesel operan con mezclas más pobres, se reduce la potencia. Típicamente las razones de aire / combustible están entre 23-30/1 a plena carga, aunque pueden ocurrir valores tan bajos como de 20/1. En ciertos regímenes de operación a plena carga, la razón estequiométrica es 14.3/1.

Los motores Diesel operan a razones pobres principalmente para evitar la formación excesiva de partículas de carbono (C) o de carbonilla en el proceso de combustión. Por lo general, la concentración de partículas aumenta con la disminución en la razón de combustible / aire. Las partículas se vuelven visibles en los gases de escape mientras la razón de combustible / aire todavía es bastante pobre, con suficiente oxígeno aún presente para una posible reacción con el carbono para formar anhídrido carbónico gaseoso (CO2) o monóxido de carbono (CO). Esta tendencia de los motores diesel a experimentar una combustión incompleta y producir carbonilla de escape refleja el poco tiempo disponible para la mezcla de aire / combustible, y la volatilidad relativamente baja del combustible diesel.

Para la mayoría de las aplicaciones de alta velocidad, especialmente en vehículos, el elevado rendimiento específico del motor es de gran importancia. Por consiguiente, los motores se calibran para producir la máxima potencia del motor (es decir, la razón A/C más rica) consistente con emisiones de escape aceptables. Dicha razón por lo general es más rica que la razón A/C que produce la mejor eficiencia térmica, pero normalmente la ganancia de potencia es bastante grande con sólo un pequeño sacrificio de eficiencia térmica.

1.6.4. LA SOBREALIMENTACION EN EL MOTOR DIESEL

En el caso de los motores diesel, los problemas que pueden derivarse de la utilización de la sobrealimentación son menores que en los de gasolina. El hecho de utilizar solamente aire en el proceso de combustión y no introducir el combustible hasta el momento final de la carrera de compresión no puede crear problemas de picado. Por otro lado, algo que sí propicia el aumento de la compresión es el aumento de la temperatura, que en el caso de los motores diesel facilita el encendido.

La potencia de un motor Diesel depende del sistema de inyección de combustible. Consecuentemente el turbocargar un motor Diesel que funciona limpio en su estado de aspiración natural, tendrá poca o ninguna influencia en la potencia de

salida. Si se desea más potencia, la bomba de inyección deberá ser recalibrada para que entregue más combustible por carrera y en el momento preciso.

Por otro lado, la mayor presión de entrada de aire favorece la expulsión de los gases de escape y el llenado del cilindro con aire fresco, con lo que se consigue un aumento del rendimiento volumétrico.

Los motores que no tienen turbocargador se llaman de aspiración natural. Esto significa que aspiran el aire por la acción normal de bombeo de los pistones en los cilindros. El aire penetra en ellos debido a la presión atmosférica. Incluso en condiciones ideales, la presión del aire que llega a los cilindros no llega a ser la atmosférica, en la práctica, es bastante menor.

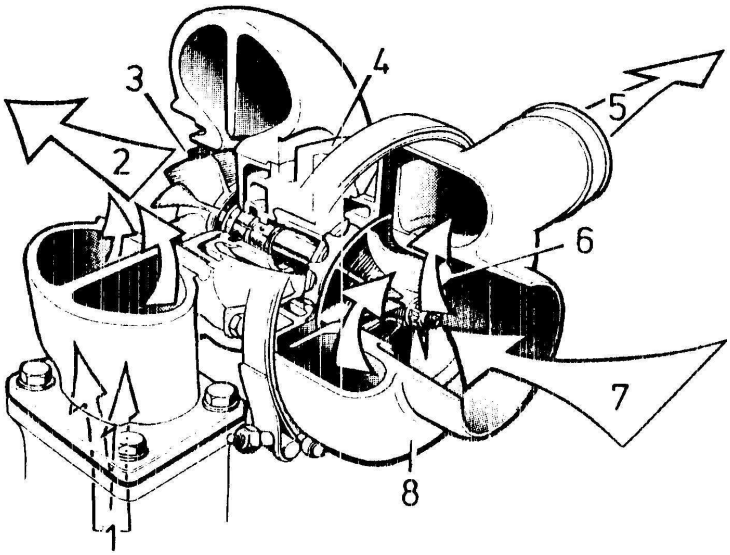


Figura 1.30. Sección de un Turbocargador o turboalimentador: 1) llegada de gases a la turbina, 2) salida de gases al silenciador, 3)turbina de gases de escape, 4) caja de engrase, 5) alimentación del aire de admisión, 7) entrada de aire ambiente al compresor, 8) conjunto compresor[30]

El turbocargador incrementa el flujo de aire a la cámara de combustión y aumenta la presión a más o menos al doble de la atmosférica. Esto puede aumentar la potencia y la torsión (par) del motor entre 25 y 40 % según sea el diseño del

[30] Fuente: CICEV, "Sobrealimentación en motores diesel", 2008

turbocargador y del motor. Al turbocargar el motor Diesel, se obtienen las siguientes mejoras:

- Menor tamaño.
- Menor peso.
- Mejor economía de combustible.
- Más potencia.
- Compensación por altitud.
- Reducción o eliminación de humos.
- Menos ruido.
- Menores emisiones.
- Menor temperatura de operación.
- Supresión automática de partículas incandescentes.

Al obligar el paso de más aire dentro de un motor, permite que se queme más combustible aumentado así la potencia. Por ello para la misma potencia de salida, se podrá utilizar un motor más pequeño que por lo mismo también reduce el peso total.

1.6.5. ENFRIAMIENTO DE LA CARGA DE AIRE

Cuando se comprime el aire en el turbocargador, aumenta su temperatura. El enfriamiento de la carga de aire después de que sale del turbocargador y antes de que entre al motor, se hace con un sistema llamado postenfriador o interenfriador. Un intercambiador de calor, colocado entre el turbocargador y el múltiple de admisión, extrae el calor del aire y esto aumenta su densidad. Con ello, llega una mayor masa de aire a las cámaras de combustión.

La densidad del aire varía según su temperatura. Cuando el aire se calienta, se expande y se vuelve menos denso, cuando se enfría, se contrae y se vuelve más denso. El postenfriador mantiene la carga de aire a una temperatura casi uniforme para tener mejor combustión.

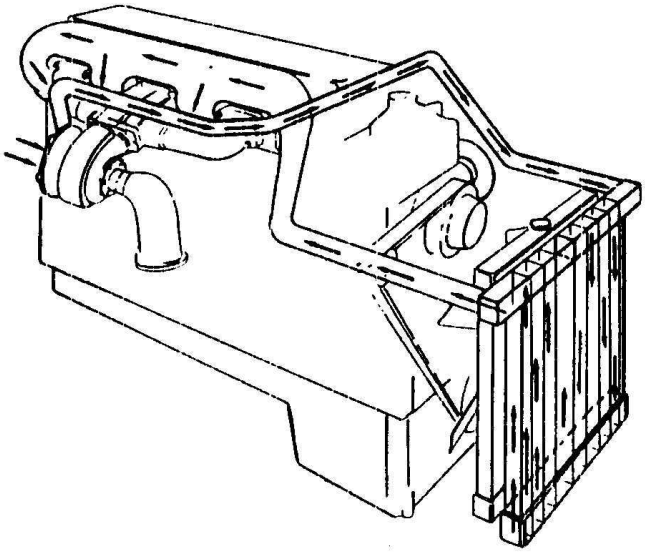


Figura 1.31. Intercambiador de calor aire-aire[31]

En la figura **1.31** se ilustra el principio de funcionamiento de un intercambiador de calor aire-aire. Está montado en la corriente de aire de enfriamiento frente al radiador del sistema de enfriamiento del motor. El aire del turbocargador pasa por el intercambiador de calor para reducirle la temperatura antes de que llegue al múltiple de admisión.

En la figura **1.32** se ilustra un post-enfriador que es un intercambiador de calor de aire a líquido enfriador y forma parte del múltiple de admisión. El post-enfriador consta de una cubierta con un núcleo interno con cierto número de tubos por los cuales circula el líquido enfriador. El aire que viene del turbocargador pasa por el post-enfriador y se enfría al pasar por el núcleo tubular antes de entrar al motor.

Aunque la característica más importante del post-enfriador es que extrae el calor del aire que sale del turbocargador, también le entrega calor para aumentar la temperatura de la carga, cuando el motor trabaja en lugares a temperaturas muy bajas. Por lo tanto, el post-enfriador le da una temperatura más estable a la carga de aire, aun en condiciones variables.

[31] Fuente: CICEV, "Sobrealimentación en motores diesel", 2008

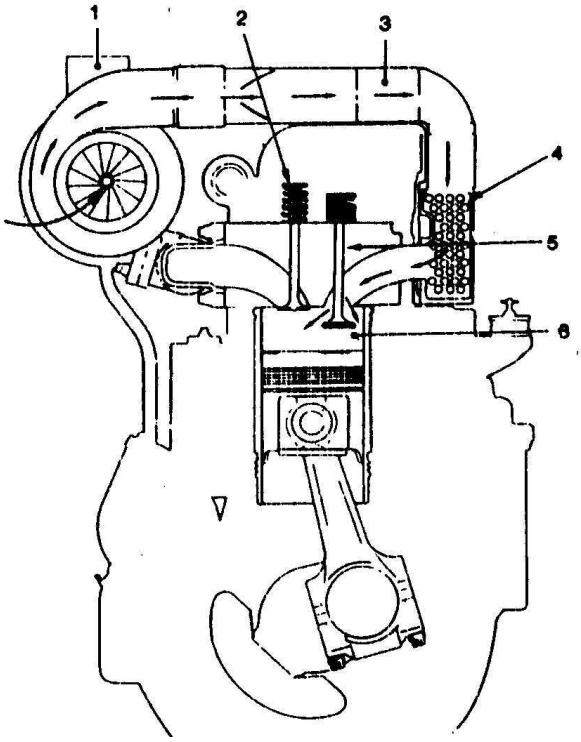


Figura 1.32. Intercambiador de calor aire-líquido. 1) turbocargador, 2) válvula de escape, 3) ductos, 4) postenfriador, 5) válvula de admisión, 6) cilindro[32]

1.6.6. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE MOTORES DIESEL

En la figura **1.33** se muestra el circuito de la mezcla refrigerante que atraviesa a un motor diesel. Se puede notar que en este caso el fluido es bombeado hacia el intercambiador de calor de aceite y a continuación pasa al bloque del motor para de allí ser dirigido por el termostato ya sea hacia el radiador o de nuevo a la bomba de agua para recircular. En el capítulo 2 se puede observar que para el circuito de enfriamiento de este proyecto se tiene una disposición distinta de los elementos.

En el radiador, se dispone de una tapa calibrada para abrirse a una presión determinada con la finalidad de permitir la purga de vapor de agua sobrecalentada en caso de que la temperatura se eleve excesivamente. Su funcionamiento puede apreciarse en la figura **1.34**.

[32] Fuente: CICEV, "Sobrealimentación en motores diesel", 2008

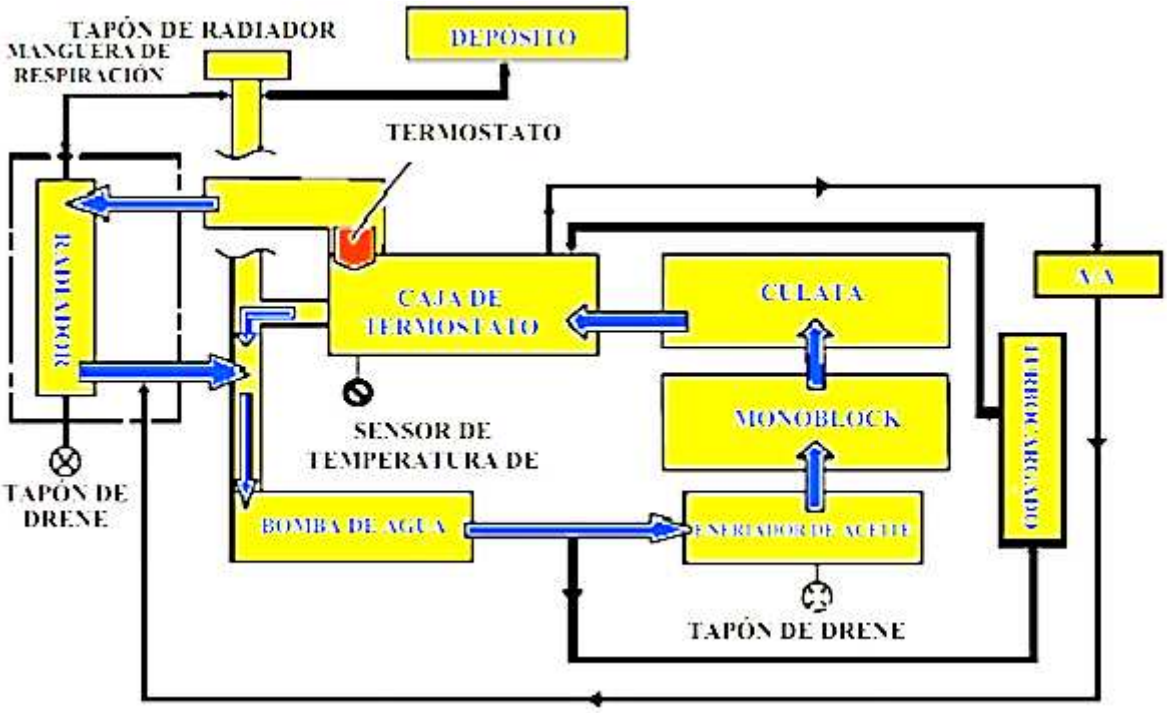


Figura 1.33. Esquema del sistema de enfriamiento de un motor diesel[33]

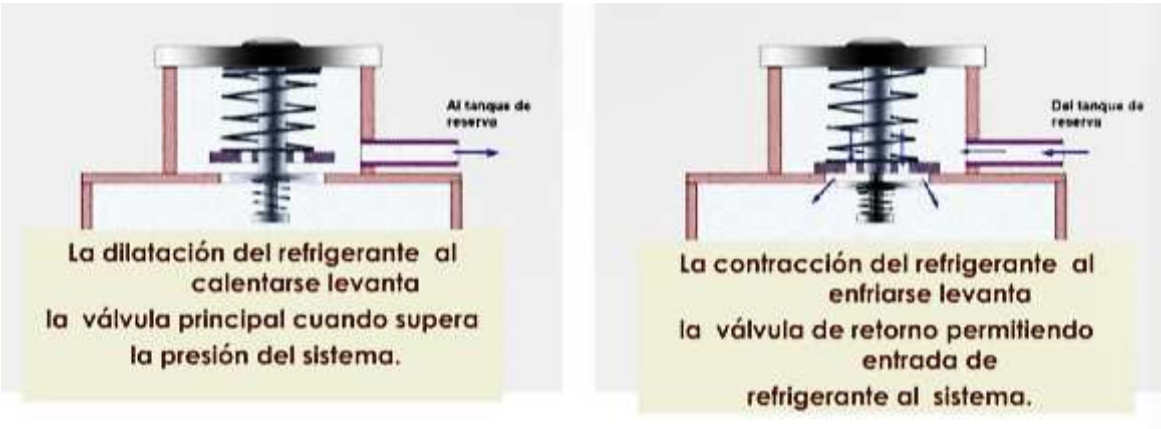


Figura 1.34. Funcionamiento de la tapa del radiador[33]

En cuanto a la disipación de la energía que interviene en un motor diesel, en términos generales se tiene salida de energía a través de los gases de escape, el sistema de enfriamiento, y hacia el aire de los alrededores. Una aproximación general de los porcentajes de energía que salen se muestra en la siguiente figura:

[33] Fuente: www.hinomexico.com

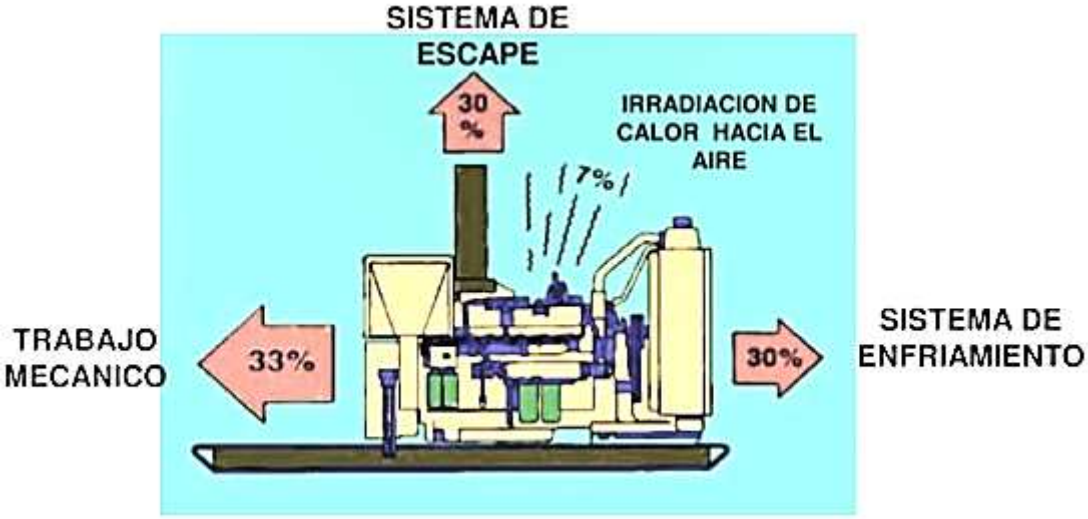


Figura 1.35. Porcentajes de la energía disipada en un motor diesel[34]

[34] Fuente: http://issuu.com/lusartrodher

CAPÍTULO II

2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Los motores diesel responsables de la operación de las bombas para combustible del poliducto Quito-Ambato-Riobamba presentan problemas de sobrecalentamiento. A continuación se describen las características del sistema y su entorno para luego desarrollar el análisis detallado.

2.1. TRANSPORTE DE COMBUSTIBLES LIVIANOS A TRAVÉS DE LA ESTACIÓN BEATERIO

En la figura **2.1** se muestra un esquema de la ruta de transporte de los combustibles que pasan por la Estación de Productos Limpios Beaterio, localizada al sur de la ciudad de Quito.

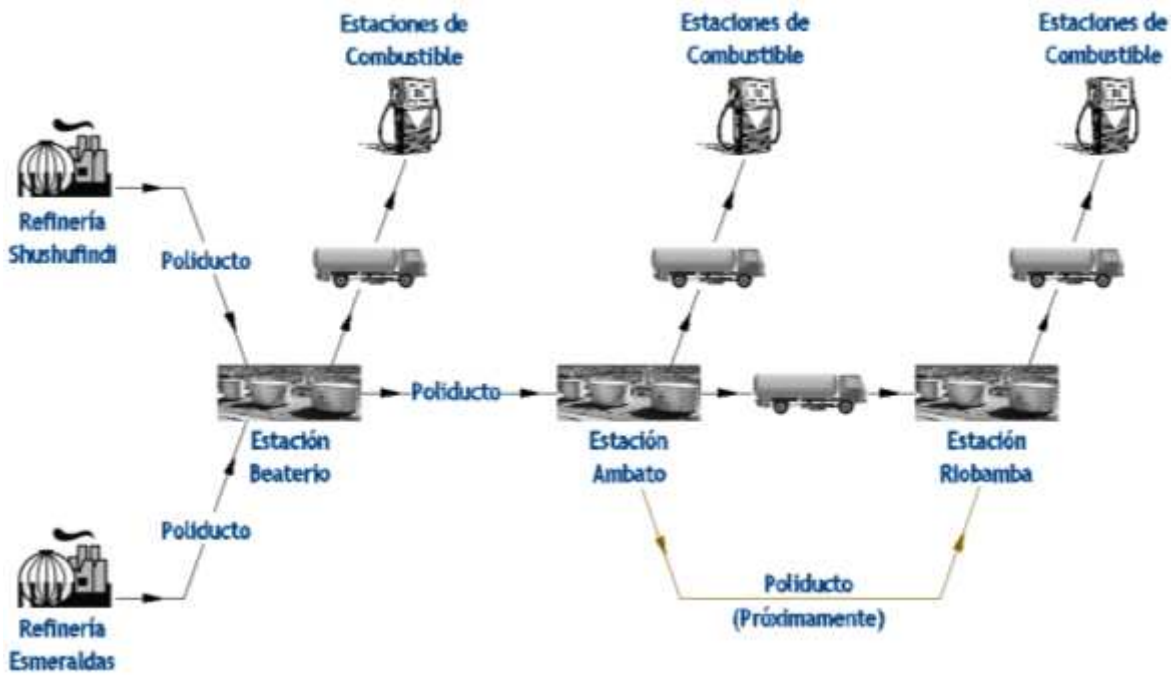


Figura 2.1. Transporte de combustibles a través de la estación Beaterio[35]

[35] Fuente: Realización propia

Los productos de las refinerías de Shushufindi y Esmeraldas llegan por tubería a la estación Beaterio, de allí se cargan en auto-tanques para abastecer la ciudad de Quito, por otro lado se bombean hacia la ciudad de Ambato por otro poliducto, de allí de envían por auto-tanques hacia las estaciones de combustible de Ambato y adicionalmente hacia Riobamba y abastecer a las estaciones de combustible de esta última ciudad.

2.2. POLIDUCTO QUITO – AMBATO – RIOBAMBA

El Poliducto Quito-Ambato-Riobamba se extiende desde la Terminal Beaterio de Quito hasta la Terminal Ambato en la provincia del Tungurahua. Inició sus operaciones en el año de 1985. Se encuentra conformado por tubería de acero al carbono a lo largo de la cual se han dispuesto nueve válvulas, útiles para el aislamiento de tramos de tubería durante las operaciones de mantenimiento. Como se puede observar en la figura **2.2**, el punto más alto de la tubería se encuentra localizado en los páramos del volcán Cotopaxi.

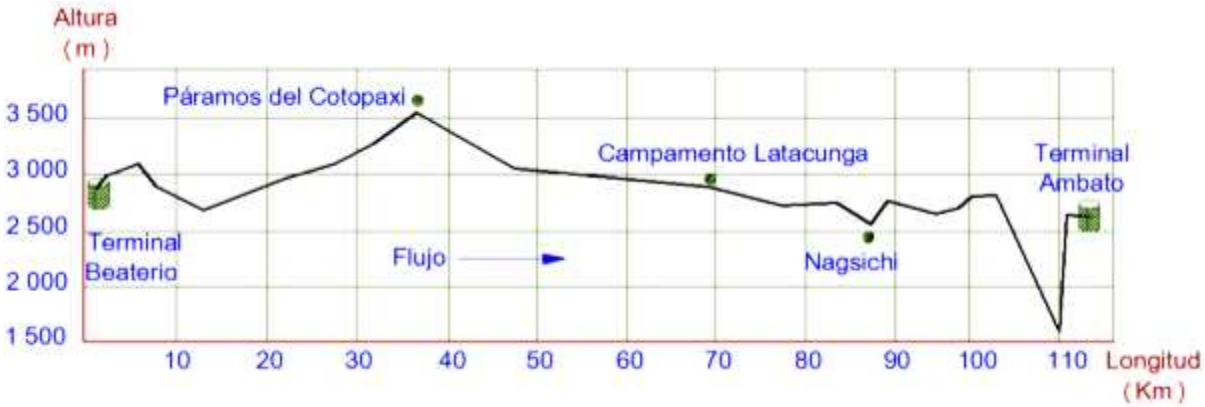


Figura 2.2. Poliducto Quito – Ambato – Riobamba[36]

Los productos que se transportan a través de esta línea son: gasolina súper, gasolina extra, diesel 1 y diesel 2. Los combustibles se transportan en “lotes” separando uno de otro mediante un derivado de densidad intermedia como es el queroseno, también conocido localmente como kerex; este producto cumple la

[36] Fuente: Unidad de Proyectos EP Petroecuador. Realización propia

función de “bache”. De esta manera es posible impulsar distintos productos a lo largo de la misma tubería al mismo tiempo.
En la estación Beaterio se aplica en la tubería una presión tal que es capaz de impulsar los combustibles desde Quito hasta el punto más alto de la línea. A continuación los productos comienzan el descenso impulsados por la fuerza de la gravedad y siguen su recorrido hasta llegar a la estación reductora de presión localizada en la ciudad de Ambato.

Los combustibles son bombeados desde Quito hasta Ambato y a partir de Ambato se transportan hasta Riobamba mediante auto tanques. Eventualmente se concluirá la construcción del tramo Ambato-Riobamba para completar el circuito.

Las características del poliducto se detallan a continuación en la tabla **2.1**:

Tabla 2.1. Características del Poliducto Quito – Ambato[37]

CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD
Altura en la estación de bombeo	2910	msnm
Altura mínima	1500	msnm
Altura máxima	3555	msnm
Diámetro nominal	6	pulg
Longitud total	110400	m
Capacidad	13572	barriles
Caudal Promedio	350	gpm
Presión requerida al inicio de la línea	1240	psi

2.3. ESTACION DE BOMBEO BEATERIO

La estación de bombeo del poliducto se encuentra localizada dentro de las instalaciones de la terminal de productos limpios Beaterio, ubicada en el sur de la ciudad de Quito.

[37] Fuente: Superintendencia del poliducto Q-A-R, 2010

Figura 2.3. Estación de bombeo Beaterio[38]

Para el proceso de bombeo se dispone de cuatro bombas de 8 etapas cada una; tres de las cuales son impulsadas por motores diesel y la otra por un motor eléctrico. El caudal promedio de combustible bombeado previo a los trabajos de este proyecto era de 350 gpm, con una presión a la salida alrededor de 1200 psi.

Cada bomba junto con su motor y demás dispositivos accesorios conforman un grupo de bombeo denominados como grupos 601, 602, 603 y 604, siendo este último el grupo eléctrico. La disposición de los grupos se puede apreciar en la figura **2.4**.

[38] Fuente: Fotografía propia

2.4. GRUPOS DE BOMBEO

Durante la operación normal de la estación, el bombeo se realiza alternativamente con el grupo eléctrico o empleando dos de los tres grupos Diesel. La operación con los grupos diesel se realiza en dos etapas, en la primera se genera una presión aproximada de 550 psi y en la segunda se alcanzan los 1240 psi. La primera etapa se denomina etapa de baja presión y la segunda etapa de alta presión. Esto se realiza colocando dos de las tres bombas operadas con motores diesel en serie mediante el accionamiento de válvulas. Es así que el grupo 603 siempre actúa para bombeo de alta presión, el grupo 601 para bombeo de baja presión y el grupo 602 puede operar para bombeo de alta o de baja presión. El grupo eléctrico opera sólo y no presenta problemas de sobrecalentamiento por lo que se ha excluido del análisis de este proyecto.

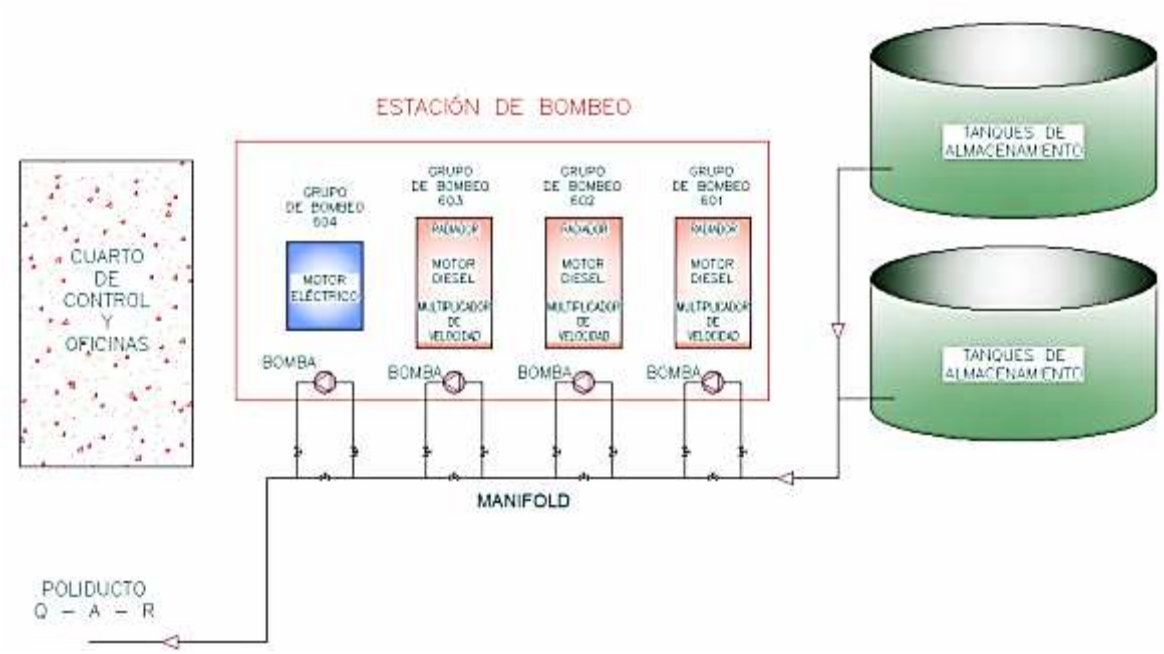


Figura 2.4. Esquema de la estación de bombeo Beaterio[39]

[39] Fuente: Realización propia

2.5. DISPOSITIVOS Y SIMBOLOGÍA EN LOS GRUPOS DE BOMBEO

Las partes fundamentales de un grupo de bombeo se encuentran señaladas con sus siglas en la figura **2.5** de acuerdo a la tabla **2.2**.

Figura 2.5. Grupo de Bombeo 603[40]

A continuación se enumeran cada uno de los dispositivos principales que componen a un grupo de bombeo con los respectivos símbolos empleados para identificarlos en las figuras. Las siglas escogidas para identificar tanto los dispositivos, como las tuberías y los fluidos del problema, se basan en los nombres en inglés. Esto resulta útil para distinguir entre aquellos parámetros relacionados con el agua (**w**ater), el aceite (**o**il) y el aire (**a**ir).

[40] Fuente: Realización propia

Tabla 2.2. Dispositivos y simbología del sistema de enfriamiento

#	NOMBRE DEL DISPOSITIVO	NOMBRE EN INGLÉS	SIGLAS
1	Embrague	Clutch	C
2	Motor diesel	Engine	E
3	Intercambiador de calor para aceite del motor diesel	Engine Heat Exchanger	EHE
4	Bomba para aceite del motor	Engine Oil Pump	EOP
5	Bomba para agua del motor	Engine Water Pump	EWP
6	Ventilador del radiador	Fan	F
7	Bomba para transporte de combustible	Fuel Pump	FP
8	Incrementador de velocidad	Gear	G
9	Intercambiador de calor para aceite del incrementador de velocidad	Gear Heat Exchanger	GHE
10	Bomba para aceite del incrementador	Gear Oil Pump	GOP
11	Bomba para agua de los Intercambiadores de Calor	Heat Exchangers Water Pump	HEWP
12	Motor Eléctrico de la bomba para agua de los Intercambiadores de Calor	Heat Exchangers Water Pump Engine	HEWPE
13	Termostato para aceite	Oil Thermostate	OT
14	Radiador	Radiator	R
15	Termostato para agua	Water Thermostate	WT
Los sufijos 1, 2 y 3 en la figura **2.6**, indican el grupo de bombeo al que pertenece cada dispositivo, ya sea 601, 602 ó 603.			

2.6. FUNCIONAMIENTO DE UN GRUPO DE BOMBEO

Cada grupo de bombeo es responsable de tomar el combustible que se desea impulsar y elevar su presión mediante el trabajo de una bomba para combustible identificada en la figura **2.5** como FP. Un motor a diesel produce el trabajo mecánico necesario para el funcionamiento de la bomba. Dicho trabajo es transmitido a través de un juego de engranajes conocido como incrementador (G) y cuya relación de transmisión es 2,516. De allí que cuando la velocidad del motor alcanza las 1000 rpm, la bomba de combustible opera a 2516 rpm. Entre el motor y el incrementador se ha dispuesto en serie un embrague (C) el cual permite que el motor arranque sin carga y una vez que alcance una temperatura adecuada y

un número de rpm estable en ralentí, se pueda conectar su eje a la bomba de combustible de manera controlada.

Sobre el mismo eje del motor a diesel, pero hacia el lado opuesto a la bomba de combustible se encuentra montado un juego de poleas y bandas, las mismas que transmiten las revoluciones del motor al eje de un ventilador (F) con una relación de transmisión de uno a uno. El ventilador enfría al radiador mediante convección forzada.

2.7. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En la figura **2.6** se puede observar esquemáticamente la disposición del sistema de enfriamiento con todos sus componentes relevantes para esta descripción. La nomenclatura empleada indica el grupo al cual pertenece cada dispositivo mediante un número colocado al final según si pertenece al primero, segundo o tercer grupo de bombeo (grupos 601, 602 o 603).

Dentro de cada grupo de bombeo la mayor generación de calor se produce en el motor debido al proceso de combustión que tiene lugar en los cilindros. Por otro lado, el incrementador también se calienta (aunque a un nivel muy inferior), esto debido al rozamiento entre las superficies de los engranajes que se encuentran sometidos a altos esfuerzos normales. Adicionalmente se tienen otros puntos calientes en los rodamientos de los ejes debido a las fuerzas normales que estos soportan, sin embargo este calentamiento es insignificante en relación al del motor y del incrementador.

Se dispone de un sistema de enfriamiento basado en la recirculación de agua no tratada, la cual conecta a los tres grupos de bombeo a través de un circuito común. Dicho sistema puede ser subdividido en varios circuitos para su análisis; en la tabla **2.3** se enumeran dichos circuitos y adicionalmente se indican sus siglas en inglés para facilitar la identificación de cada una en la figuras.

Tabla 2.3. Circuitos del sistema de enfriamiento

#	NOMBRE DEL CIRCUITO	NOMBRE EN INGLÉS	SIGLAS	PÁGINA
1	Circuito de aceite del incrementador	Gear Oil Circuit	GOC	71
2	Circuito de aceite del motor	Engine Oil Circuit	EOC	72
3	Circuito de agua del motor	Engine Water Circuit	EWC	73
4	Circuito de agua de los Intercambiadores de Calor	Heat Exchangers Water Circuit	HEWC	74

Los circuitos mencionados se encuentran conformados por tuberías de varios calibres, dispuestas como se muestra en la figura **2.6**. Se requiere identificar a cada una de las tuberías por lo que se emplea una simbología adecuada al sistema de acuerdo a las recomendaciones del Manual de la ASHRAE[41]. Es así que en la tabla **2.4** se distinguen las regiones de alta temperatura (High Temperature) de aquellas de baja temperatura (Low Temperature) por sus iniciales en inglés.

En la figura **2.6** se se han incluido además los valores promedio de temperaturas, presiones y número de revoluciones por minuto, registrados en los puntos más representativos del sistema para los tres grupos de bombeo entre enero y noviembre del 2010. Allí se puede notar que el grupo 603 presentaba mayores problemas de sobre calentamiento.

En la figura **2.11** se señalan los valores de los parámetros más importantes en cuanto al presente estudio medidos en las condiciones críticas del sistema en el grupo de bombeo 603. Se considera como condiciones críticas al punto máximo de rpm que se que se alcanza cuando las temperaturas del motor exceden el rango recomendado por el fabricante e indicado en la misma figura.

[41] ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

Tabla 2.4. Tuberías principales y simbología del sistema de enfriamiento

#	NOMBRE DE LA TUBERÍA	NOMBRE EN INGLÉS	SIGLAS
1	Combustible Transportado (Gasolina o Diesel)	Fuel	F
2	Agua de alta temperatura para el intercambiadores de calor de los motores	High Temperature Engine Heat Exchangers Water	HTEHEW
3	Aceite de alta temperatura para los motores	High Temperature Engine Oil	HTEO
4	Agua de alta temperatura para los motores	High Temperature Engine Water	HTEW
5	Agua de alta temperatura para los intercambiadores de calor del incrementador de velocidad	High Temperature Gear Heat Exchangers Water	HTGHEW
6	Aceite de alta temperatura para los incrementadores de velocidad	High Temperature Gears Oil	HTGO
7	Aceite de baja temperatura para los motores	Low Temperature Gears Oil	LTEO
8	Agua de baja temperatura para los motores	Low Temperature Engine Water	LTEW
9	Aceite de baja temperatura para los incrementadores de velocidad	Low Temperature Gears Oil	LTGO
10	Agua de baja temperatura para los intercambiadores de calor	Low Temperature Heat Exchangers Water	LTHEW
11	Fuente de agua	Water Source	WS

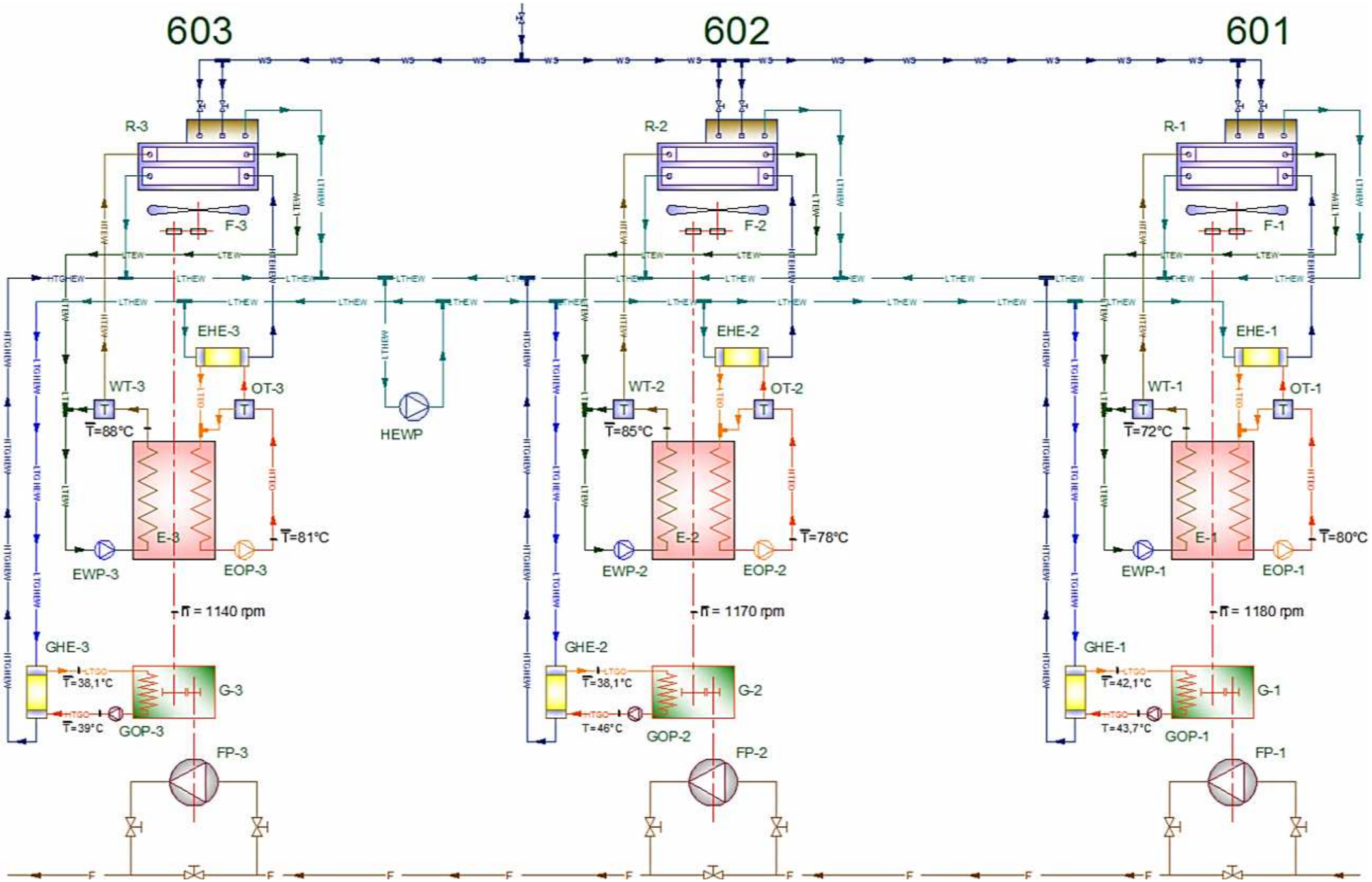


Figura 2.6. Esquema general del sistema de enfriamiento con las temperaturas promedio relevantes[42]

[42] Fuente: Datos del registro automático de lecturas de los sensores electrónicos instalados en diferentes puntos el sistema. Realización propia

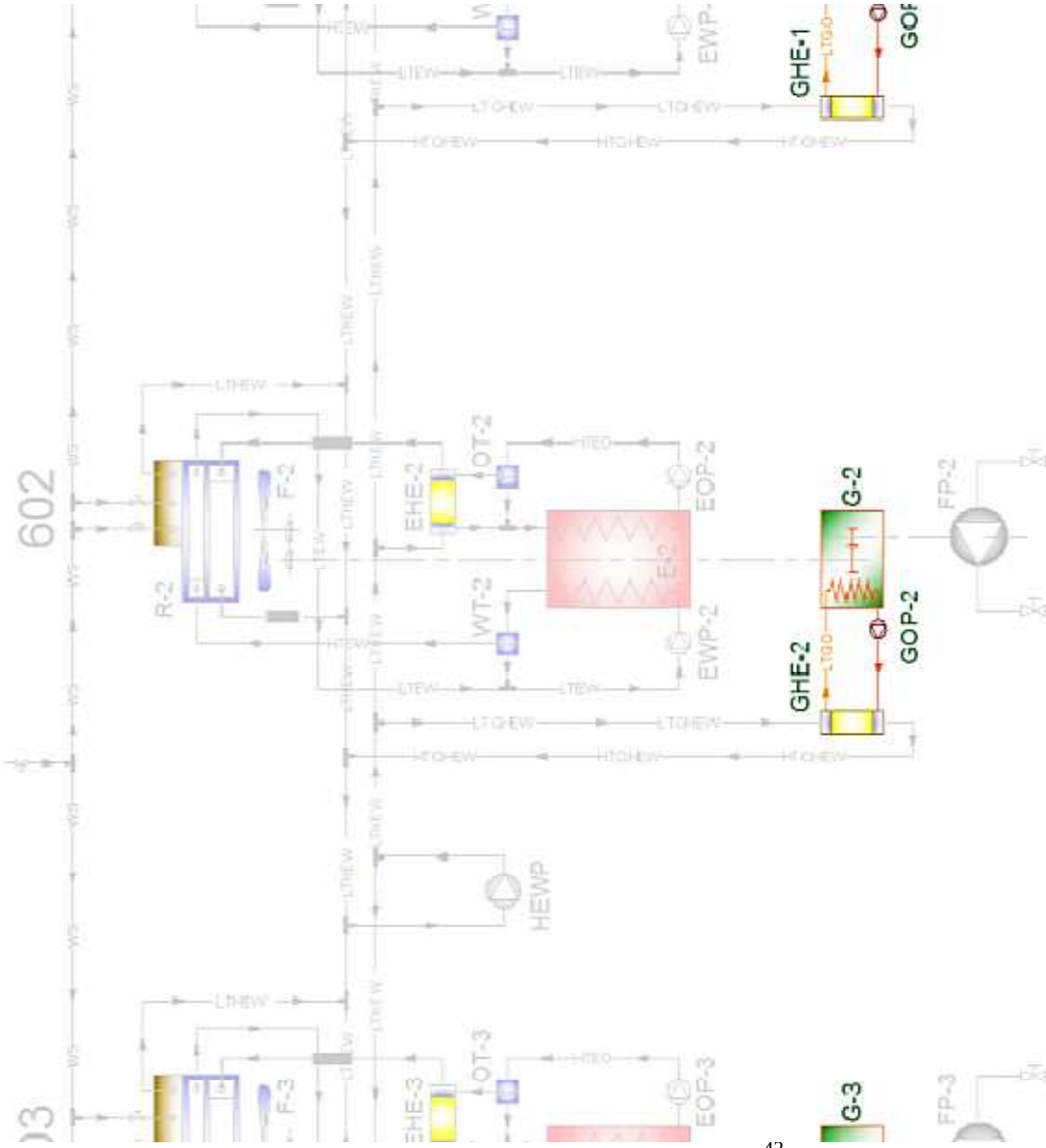


Figura 2.7. Circuito de aceite de los incrementadores de velocidad (GOC)[43]

[43] Fuente: Realización propia

Figura 2.8. Circuito de aceite de los motores (EOC)[44]

[44] Fuente: Realización propia

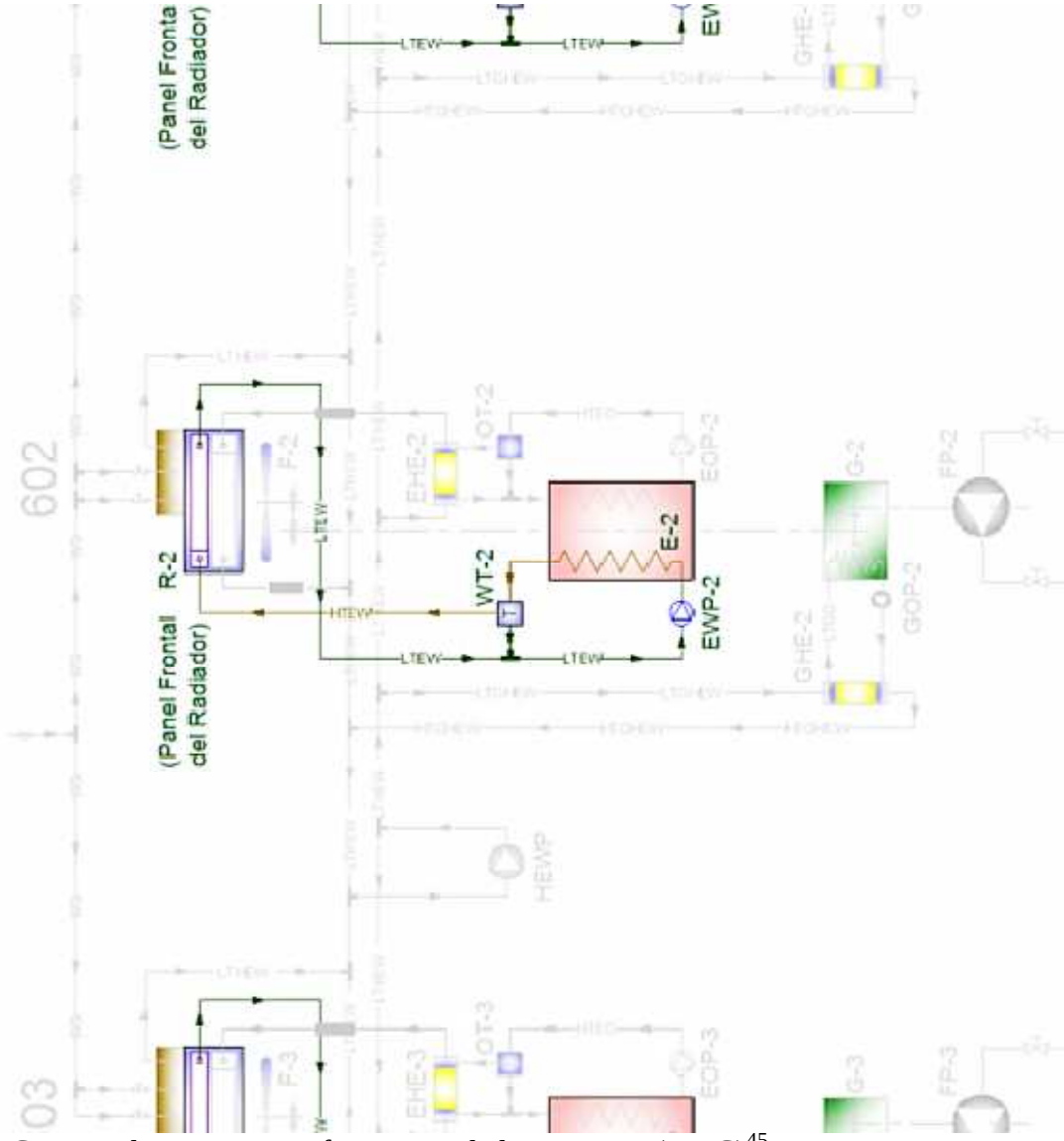


Figura 2.9. Circuito de agua para enfriamiento de los motores (EWC)[45]

[45] Fuente: Realización propia

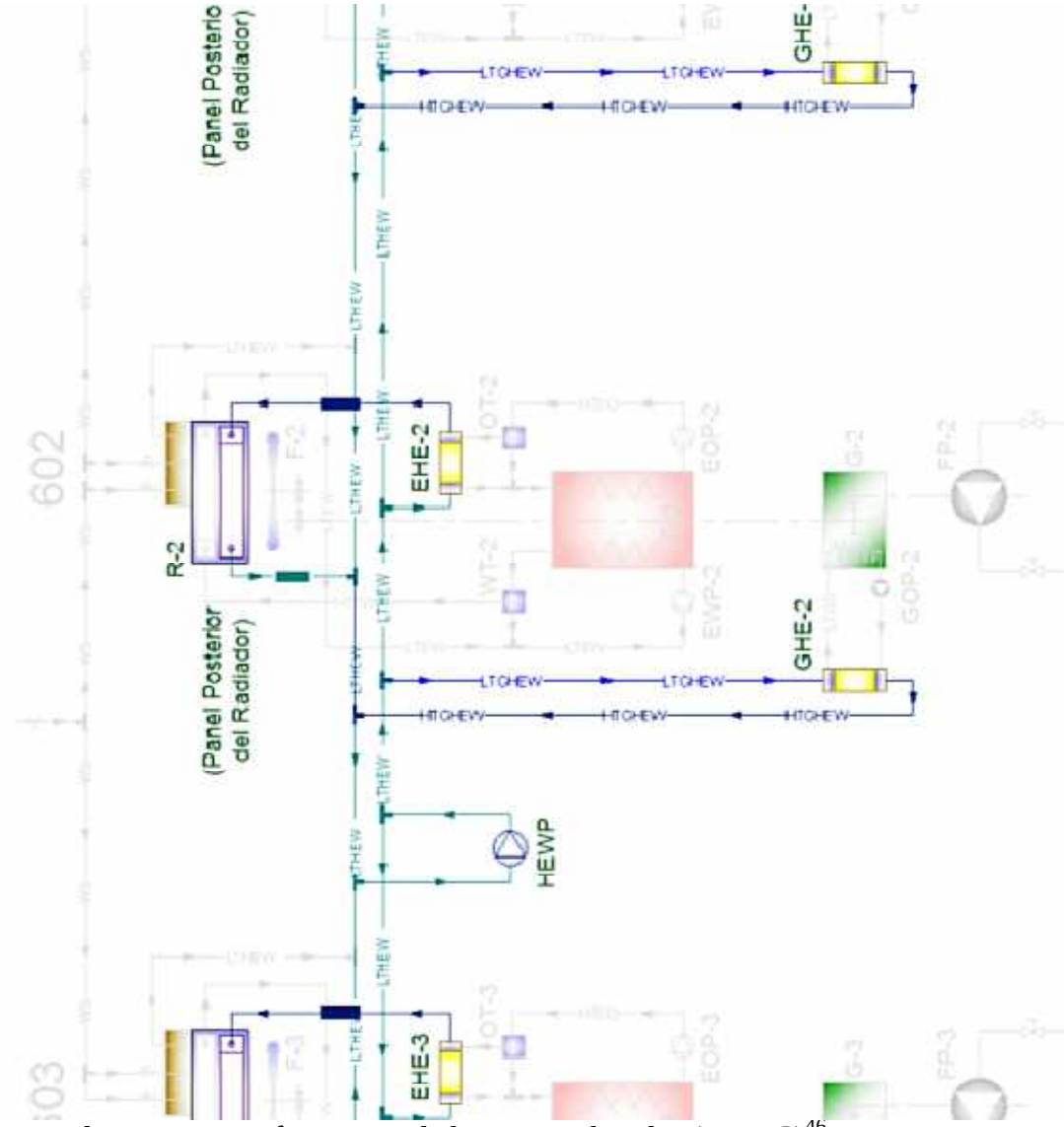


Figura 2.10. Circuito de agua para enfriamiento de los interc. de calor (HEWC)[46]

[46] Fuente: Realización propia

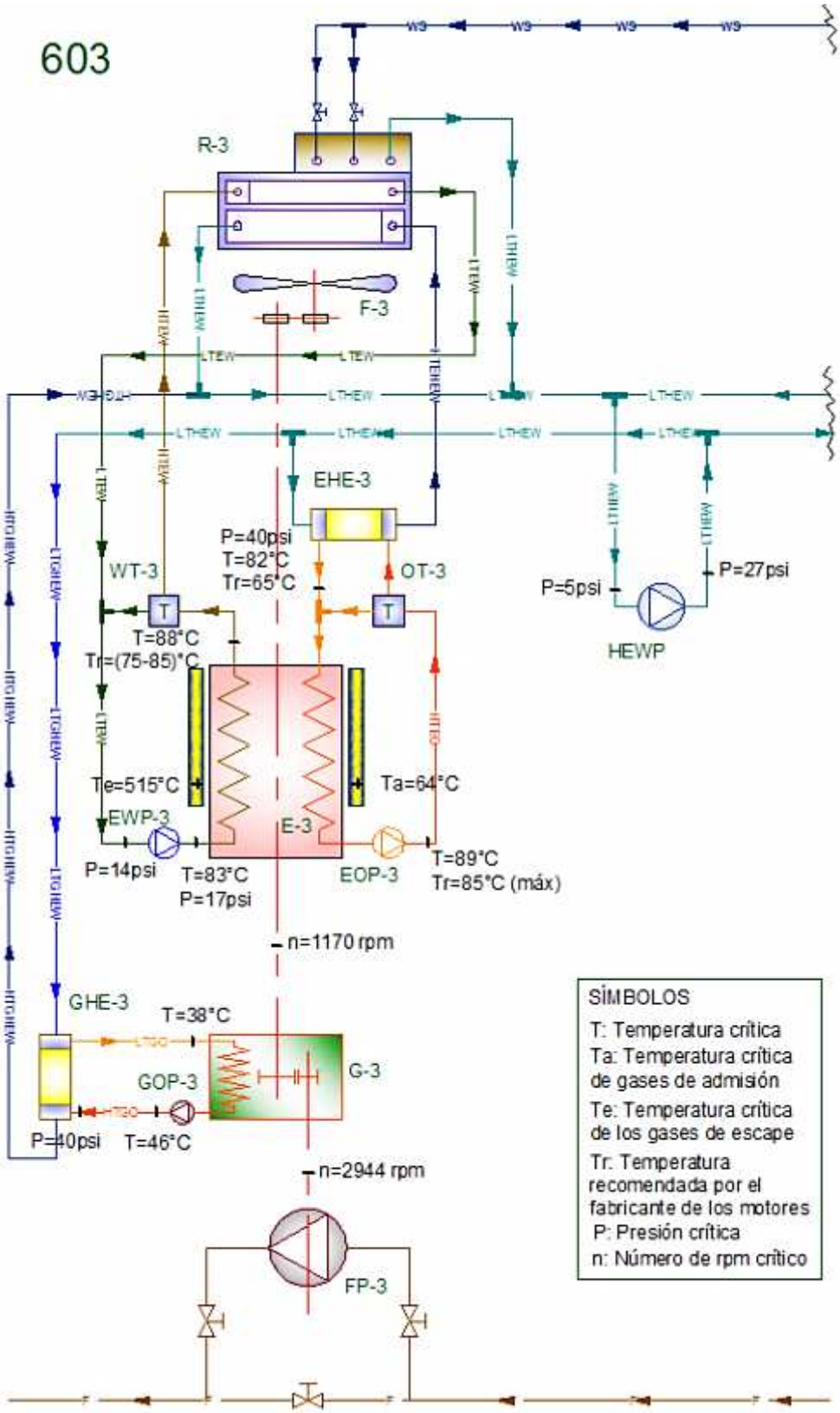


Figura 2.11. Temperaturas, Presiones y Números de rpm para las condiciones críticas en el grupo de bombeo con mayor sobrecalentamiento: 603[47]

[47] Fuente: Datos del registro automático de lecturas de los sensores electrónicos instalados en diferentes puntos el sistema. Realización propia

2.7.1. CIRCUITO DE ACEITE DEL INCREMENTADOR (GOC)

Figura 2.12. Circuito de aceite del incrementador (GOC)[48]

Es el circuito más corto del sistema de enfriamiento. Sus componentes se pueden identificar en la figura **2.7**, además se muestra una fotografía del mismo en la figura **2.12**. El calor generado en el incrementador de velocidad es transferido al aceite, el cual es impulsado por una pequeña bomba de engranajes hacia un intercambiador de calor de tubos y coraza, allí es enfriado gracias al contraflujo de agua que circula por el interior de los tubos; luego, el aceite enfriado retorna al incrementador.

La potencia mecánica que permite el funcionamiento de la bomba de aceite proviene de mismo eje del motor que ingresa al incrementador y se acopla al eje de la pequeña bomba cuya fotografía se muestra en la figura **2.13**.

[48] Fuente: Fotografía propia

Figura 2.13. Bomba de engranajes para el aceite del incrementador[49]

El aceite lubricante que se emplea en este circuito es producido especialmente para transmisiones industriales bajo la marca “Gulf”, tipo EP Lubricante HD 150. Sus características se detallan en el siguiente capítulo.

2.7.2. CIRCUITO DE ACEITE DEL MOTOR (EOC)

Este circuito ha sido enfatizado en la figura **2.8** y se lo puede identificar en la figura **2.142.26**. Es impulsado por la bomba de aceite (EOP) cuya fotografía se muestra más adelante en la figura **2.26 2.26**. Es una bomba de engranajes que extrae el aceite lubricante de la bandeja del motor y lo impulsa hacia el intercambiador de calor de aceite del motor (EHE). La potencia mecánica de entrada a la bomba de aceite se transmite mediante un sistema de engranajes. La relación de transmisión entre el eje de esta bomba y el eje del motor es 1.31 por lo que también opera a mayor cantidad de rpm que el motor. A continuación de la

[49] Fuente: Fotografía propia

bomba, el aceite atraviesa la tubería identificada como HTEO dirigiéndose al intercambiador de calor de aceite del motor (EHE), allí es enfriado y retorna al motor pasando previamente por dos sistemas de filtrado: un filtro de placas y otro filtro centrífugo, este retorno es conducido mediante la tubería LTEO. Una vez dentro del motor, el aceite se distribuye por las camisas de los cilindros, los cojinetes, el cigüeñal y los émbolos para terminar de nuevo en la bandeja y volver a ser succionado por la bomba de aceite.

Figura 2.14. Fotografía del Circuito de aceite del motor (EOC)[50]

Intercalada entre la bomba y el intercambiador de calor se encuentra una válvula de desvío para aceite, la cual consiste en una válvula con un resorte calibrado que permite la recirculación del aceite sin pasar por el intercambiador de calor mientras este fluido se encuentra a una temperatura inferior a la recomendable para la operación del motor. De esta forma acelera el calentamiento del aceite mientras se alcanza una temperatura adecuada de operación. Una vez caliente el motor, la válvula de desvío envía todo el flujo hacia el intercambiador de calor para enfriarlo. Funcionalmente se puede enunciar que esta válvula es un

[50] Fuente: Fotografía propia

termostato de aceite, es por esto que puede ser identificada en la figura **2.6** como OT.

El tipo de aceite que se emplea para los motores es el SAE 40 Maxidiesel Plus, recomendado por el fabricante para su utilización en este tipo de motores. Sus características se detallan en el siguiente capítulo.

El mecanismo de engranajes de la bomba de aceite se puede observar en la figura **2.15**.

Figura 2.15. Mecanismo de engranajes de la bomba de aceite del motor (EOP)[51]

2.7.3. CIRCUITO DE AGUA DEL MOTOR (EWC)

Sus componentes se muestran enfatizados en la figura **2.9**. La bomba de agua para el motor (EWP) impulsa el fluido hacia el interior del motor forzándolo a pasar a través de las cámaras para el agua de refrigeración del bastidor y de las culatas; de allí es recogida por varias tuberías que salen por encima de cada uno de los cilindros y se unifican los flujos en una sola tubería de agua caliente

[51] Fuente: Fotografía propia

identificada en la figura **2.6** como HTEW, en este punto atraviesa el termostato y llega hasta el panel frontal del radiador en donde es enfriada y sale para retornar a la bomba de agua a través de la tubería de agua fría identificada como LTEW.
La bomba para agua montada en el motor puede ser apreciada en la figura **2.16**; es de tipo centrífuga, impulsa el agua hacia el interior del motor y recibe su potencia mecánica del mismo motor a través de un sistema de engranajes. La relación de transmisión del eje de la bomba de agua con respecto al eje del motor es 1.71 (la bomba opera a mayor número de rpm que el motor).

Figura 2.16 Bomba para Agua del Motor (EWP)[52]

El mecanismo de esta bomba es centrífugo, por lo que se basa en un impulsor cerrado de ocho álabes el cual se puede observar en la figura **2.17**.

2.7.4. CIRCUITO DE AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (HEWC)

En este circuito, enfatizado en la figura **2.10**, se pueden identificar los siguientes componentes: la bomba para agua de los intercambiadores de calor (HEWP), los

[52] Fuente: Fotografía propia

tres intercambiadores de calor para aceite del motor (EHE), los tres intercambiadores de calor para aceite del incrementador (GHE) y el panel posterior del radiador. Por otro lado, el flujo de agua pasa por tres tipos de tuberías identificables en la figura **2.6** con las siguientes siglas: LTHEW, HTEHEW, HTGHEW.

Figura 2.17. Impulsor de la bomba para agua del motor (EWP)[53]

Todos los circuitos antes descritos se encuentran dentro de cada uno de los grupos de bombeo; por otro lado, el circuito de agua de los intercambiadores de calor, constituye un solo circuito que recorre los componentes de los tres grupos de bombeo. El flujo es generado por una bomba centrífuga de impulsor cerrado de cinco álabes (HEWP), la cual puede ser apreciada en la figura **2.18**. La potencia de esta bomba proviene de un motor eléctrico de 1,5 HP de salida; los datos de placa se encuentran más adelante en la tabla **2.1**. El desmontaje de la carcasa de la bomba permite observar su impulsor junto con el caracol al lado derecho en la figura **2.19**.

[53] Fuente: Fotografía propia

Figura 2.18. Bomba para el agua de enfriamiento de los intercambiadores de calor[54]

Figura 2.19. Desmontaje de la bomba para el agua de enfriamiento de los intercambiadores de calor[55]

[54] Fuente: Fotografía propia
[55] Fuente: Fotografía propia

El agua que sale de la bomba por la tubería LTHEW se reparte para los seis intercambiadores de calor. En los tres intercambiadores de calor para aceite del *motor*, el agua se calienta y sale por la tubería HTEHEW para dirigirse al panel posterior del radiador. Allí es enfriada para salir de nuevo hacia la tubería LTHEW donde se mezcla con los flujos de los otros grupos de bombeo y retorna a la bomba para continuar siendo impulsada. El flujo de agua que se desvía hacia los tres intercambiadores de calor para aceite del incrementador pasa a través de este dispositivo extrayendo calor y elevando su temperatura para luego salir por la tubería HTGHEW. A continuación el líquido llega a un punto donde se produce una mezcla de dos corrientes, una caliente proveniente del Intercambiador de calor para aceite del incrementador y otra fría, proveniente del panel posterior del radiador. En este sitio, al mezclarse los dos flujos, se unifican las temperaturas en un valor intermedio entre las temperaturas de los flujos de entrada. A continuación el flujo total consolidado retorna por la tubería LTHEW a la bomba para continuar con el ciclo.

2.8. CARACTERÍSTICAS DE LOS DISPOSITIVOS

2.8.1. BOMBA PARA TRANSPORTE DE COMBUSTIBLE (FP)

Figura 2.20. Bomba para Combustible[56]

Tabla 2.5. Características de las bombas para combustible

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
BOMBA PARA COMBUSTIBLE (FP)	RPM nominales	3774	rpm	Placa
	Número de etapas	8	----	Placa
	Masa	1070	kg	Placa
	Presión diferencial @ 600 gpm	817,6	psi	Placa
	Altura total de bombeo para un fluido con densidad = 0,82 kg/L @ 600 gpm	701	m	Placa
	Presión de prueba hidrostática	1493	psi	Placa
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	Byron Jackson		
	Origen	Argentina		
	Modelo	DVMX 3x6x9E		
	Tipo de cojinete radial	SKF 6213		
	Tipo de cojinete axial	SKF 7409BG		
	Año de fabricación	1990		

[56] Fuente: Fotografía propia

2.8.2. MOTOR DIESEL (E)

Figura 2.21. Motor Diesel[57]

Tabla 2.6. Características de los motores diesel

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
MOTOR DIESEL (E)	Capacidad aceite en el cárter	102	L	Manual MAN
	Potencia @1500 rpm, 20°C, 736mmHg, 90msnm	495	kW	Placa
	Potencia @1500 rpm, 25°C, 529mmHg, 2910msnm	370	kW	Placa
	Presión media aceite en motor	40	psi	Instrumentos
	Presión media Turbo cargador	20	psi	Instrumentos
	Consumo de combustible	42	L/h	Sup. Mant.
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	MAN B&W GmbH		
	Frecuencia de cambios de aceite	cada 500 horas		
	Número de motor	540012		
	Modelo	R8V 16/18 TLS		
	Año de Fabricación	1990		

[57] Fuente: Fotografía propia

2.8.3. INCREMENTADOR DE VELOCIDAD (G)

Figura 2.22. Incrementador de velocidad[58]

Tabla 2.7. Características de los incrementadores de velocidad

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
INCREMENTADOR DE VELOCIDAD (G)	Capacidad de Aceite	18	L	Placa
	Potencia útil	405	kW	Placa
	Relación transmisión	2,516	----	Placa
	RPM entrada máximas	1500	rpm	Placa
	RPM salida máximas	3774	rpm	Placa
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	Citroen-Campadabal S.A.		
	Tipo	H,250		
	Mecanismo	Engranajes		

[58] Fuente: Fotografía propia

2.8.4. RADIADOR (R)

Figura 2.23. Radiador (Vista Frontal)[59]

Tabla 2.8. Características de los radiadores

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
RADIADOR (R)	Número de paneles independientes	2	u	Fabricante
	Capacidad nominal del panel frontal	75	L	Placa
	Capacidad nominal panel posterior	85	L	Placa
	Capacidad nominal de cada tanque de compensación	30	L	Placa
	Capacidad total del radiador (paneles + tanques expansión)	220	L	Placa
	Temperatura máxima de trabajo	95	º C	Placa
	Presión máxima de trabajo	21,7	psi	Placa
	Potencia de consumo del ventilador @ 1500 rpm	23,5	kW	Fabricante
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	Kuhlerfabrik Langerer & Reich		
	Fabricación	1990, Alemania		

[59] Fuente: Fotografía propia

2.8.5. BOMBA PARA AGUA DEL MOTOR (EWP)

Figura 2.24. Bomba para agua del motor[60]

Tabla 2.9. Características de las bombas para agua del motor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
BOMBA PARA AGUA DEL MOTOR (EWP)	Relación de transmisión: rpm bomba / rpm cigüeñal	1,71	rpm	Manual MAN
	Diámetro Externo Impulsor	170	mm	Valor medido
	Diámetro Interno Impulsor	58	mm	Valor medido
	Número de álabes del impulsor	8	----	Observación
	Diámetro Admisión (interno)	65	mm	Valor medido
	Diámetro Descarga (interno)	51	mm	Valor medido
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	MAN		
	Tipo	Centrífuga		

[60] Fuente: Fotografía propia

2.8.5.1. Impulsor de la bomba para agua del motor (EWPI)

Figura 2.25. Impulsor de la Bomba para agua del motor (EWPI)[61]

Tabla 2.10. Características del impulsor de la bomba para agua del motor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
IMPULSOR DE LA BOMBA PARA AGUA DEL MOTOR	Tipo de impulsor	Cerrado		Observación
	Número de álabes	8	mm	Observación
	Diámetro externo	170	mm	Valor medido
	Diámetro en la succión	58	mm	Valor medido
	Espesor de los álabes	4	mm	Valor medido
	Espacio libre entre las tapas	9	mm	Valor medido
	b2 (Según la figura **1.10**)	49	°	Valor medido

[61] Fuente: Fotografía propia

2.8.6. BOMBA PARA ACEITE DEL MOTOR (EOP)

Figura 2.26. Bomba para aceite del motor (EOP)[62]

Tabla 2.11. Características de las bombas para aceite del motor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
BOMBA PARA ACEITE DEL MOTOR (EOP)	Relación de transmisión: rpm bomba / rpm cigüeñal	1,31	rpm	Manual MAN
	Diámetro salida válvula reguladora presión	40	mm	Valor medido
	Diámetro Admisión	54,8	mm	Valor medido
	Diámetro Descarga	39,8	mm	Valor medido
	Longitud de los engranajes	76	mm	Valor medido
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	MAN		
	Mecanismo	Engranajes		

[62] Fuente: Fotografía propia

2.8.7. BOMBA PARA EL AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (HEWP)

Figura 2.27. Bomba para el agua de los intercambiadores de calor[63]

Tabla 2.12. Características de la bomba para agua de los intercambiadores de calor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
BOMBA PARA AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (HEWP)	RPM máximas	1750	rpm	Placa
	Número de álabes del impulsor	5	----	Observación
	Diferencia de alturas entrada-salida	187	mm	Valor medido
	Diámetro Externo Impulsor	187	mm	Valor medido
	Diámetro Interno Impulsor	52,3	mm	Valor medido
	Diámetro Admisión (interno)	43	mm	Valor medido
	Diámetro Descarga (interno)	24	mm	Valor medido
	DATOS ADICIONALES			
	Tipo	Centrífuga, flujo radial		

[63] Fuente: Fotografía propia

2.8.7.1. Impulsor de la bomba para agua de los intercambiadores de calor

Figura 2.28. Impulsor de la bomba para agua de los intercambiadores de calor[64]

Tabla 2.13. Características del impulsor de la bomba para agua de los intercambiadores de calor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
IMPULSOR DE LA BOMBA PARA AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	Tipo de impulsor	Cerrado		Observación
	Número de álabes	5	mm	Observación
	Diámetro externo	187	mm	Valor medido
	Diámetro en la succión	52,3	mm	Valor medido
	Espesor de los álabes	4	mm	Valor medido
	Espacio libre entre las tapas	10	mm	Valor medido
	b2 (Según la figura **1.10**)	25	°	Valor medido

[64] Fuente: Fotografía propia

2.8.8. MOTOR ELÉCTRICO DE LA BOMBA PARA EL AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (HEWPE)

Figura 2.29. Bomba para el agua de los intercambiadores de calor[65]

Tabla 2.14. Características del motor eléctrico de la bomba para agua de los intercambiadores de calor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
MOTOR ELÉCTRICO DE LA BOMBA PARA AGUA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (HEWPE)	RPM	1730	rpm	Placa
	Potencia al eje (salida)	1,12	kW	Placa
	Número de fases	3	fases	Placa
	Voltaje	460	V	Placa
	Amperaje	3,5	A	Placa
	Frecuencia alimentación	60	Hz	Placa
	Factor de Servicio	1,15	----	Placa
	DATOS ADICIONALES			
	Marca	U.S. Electrical Motors		

[65] Fuente: Fotografía propia

2.8.9. INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL ACEITE DEL MOTOR (EHE)

Figura 2.30. Intercambiador de calor para aceite del motor[66]

Tabla 2.15. Características de los intercambiadores de calor para aceite del motor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNID	FUENTE
INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA ACEITE DEL MOTOR (EHE)	Presión máxima	228	psi	Placa
	Longitud de los tubos	400	mm	Valor medido
	Diámetro interno de los tubos	5	mm	Valor medido
	Diámetro externo de los tubos	6	mm	Valor medido
	Número de tubos	144	u	Valor observ.
	Distancia entre los ejes de los tubos	7	mm	Valor medido
	Disposición de los tubos	Triangular	----	Observación
	Diámetro interno de la coraza	112	mm	Valor medido
	Diámetro interno de las boquillas de ingreso y salida de aceite y de agua	45	mm	Valor medido
	Número de deflectores	5	u	Valor observ.
	Espaciamiento de los deflectores	63	mm	Valor medido
	DATOS ADICIONALES			
	Material de la coraza, tubos y deflectores	Bronce fosforoso (k=54 W/m°C)		
	Marca	Kuhlerfabrik Langerer & Reich		

[66] Fuente: Fotografía propia

Figura 2.31. Intercambiador de calor para aceite del motor desarmado[67]

Figura 2.32. Intercambiador de calor para aceite del motor. Arreglo triangular de los tubos[67]

[67] Fuente: Fotografías propias

2.8.10. INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL ACEITE DEL INCREMENTADOR DE VELOCIDAD (GHE)

Figura 2.33. Intercambiador de calor para aceite del intercambiador de calor[68]

[68] Fuente: Fotografías propias

Figura 2.34. Intercambiador de calor para aceite del intercambiador de calor. Arreglo triangular de los tubos[68]

Tabla 2.16. Características de los intercambiadores de calor para aceite de los incrementadores[25]

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNID	FUENTE
Intercambiador de calor para aceite del Incrementador de velocidad (GHE)	Longitud de los tubos	350	mm	Valor medido
	Diámetro interno de los tubos	6	mm	Valor medido
	Diámetro externo de los tubos	7	mm	Valor medido
	Número de tubos	37	u	Valor observado
	Disposición de los tubos	Triangular	----	Observación
	Distancia entre los ejes de los tubos	15	mm	Valor medido
	Diámetro interno de la coraza	100	mm	Valor medido
	Diámetro interno de las boquillas de ingreso y salida de aceite	12,7	mm	Valor medido
	Diámetro interno de las boquillas de ingreso y salida de agua	25,4	mm	Valor medido
	Número de deflectores	4	u	Valor observado
	Espaciamiento de los deflectores	66	mm	Valor medido
	DATOS ADICIONALES			
	Material de la coraza, tubos y deflectores	Bronce fosforoso (k=54 W/m°C)		

2.8.11. BOMBA PARA ACEITE DEL INCREMENTADOR (GOP)

Figura 2.35. Carcasa de la bomba para aceite del incrementador[69]

[69] Fuente: Fotografía propia

Figura 2.36. Bomba para aceite del incrementador de velocidad desarmada[70]

Tabla 2.17. Características de las bombas para aceite del incrementador

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
Bomba para aceite del incrementador (GOP)	Diámetro externo de los engranajes	53	mm	Valor medido
	Número de dientes en cada engranaje	9	dientes	Valor observado
	Altura de los dientes	10,5	mm	Valor medido
	Longitud de los engranajes	26	mm	Valor medido
	Relación de transmisión rpm motor (E) / rpm bomba (GOP)	1	-----	Observación
	DATOS ADICIONALES			
	Material de la carcaza	Aluminio		
	Material de los engranajes	Acero al carbono		
	Marca	Citroen-Campadabal C.A.		
	Mecanismo	Engranajes		

[70] Fuente: Desarmado y fotografía propios

2.8.12. TERMOSTATO PARA AGUA DEL MOTOR (WT)

Figura 2.37. Termostato para agua del motor[71]

Tabla 2.18. Características de los termostatos para agua del motor

DISPOSITIVO	CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD	FUENTE
Termostato para agua del motor (WT)	Temperatura	79	°C	Placa
	DATOS ADICIONALES			
	Fabricante	Amot Controls Ltd.		
	Modelo	2BF		
	Origen	Inglaterra		

[71] Fuente: Fotografía propia

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DEL PROBLEMA Y CÁLCULOS

3.1. BALANCE DE ENERGÍA EN UN GRUPO DE BOMBEO

Una vez comprendido el funcionamiento de cada grupo de bombeo, se procede a realizar un análisis energético cuyo esquema se muestra en la figura **3.1**. Se mantiene la nomenclatura ya descrita añadiendo "$\dot{Q}$" para representar transferencia de calor y "$\dot{W}$" para transmisión de potencia. El objetivo de la sección de cálculos es determinar la cantidad de calor que se genera en el motor y cuánto de este calor se extrae con los flujos de agua, aceite y aire. Los cálculos se desarrollan a partir del punto en donde se dispone de más datos: la salida de potencia hidráulica de las bombas, que se localiza en el extremo derecho de la figura **3.1**. De allí se avanza en los cálculos hacia el motor diesel.

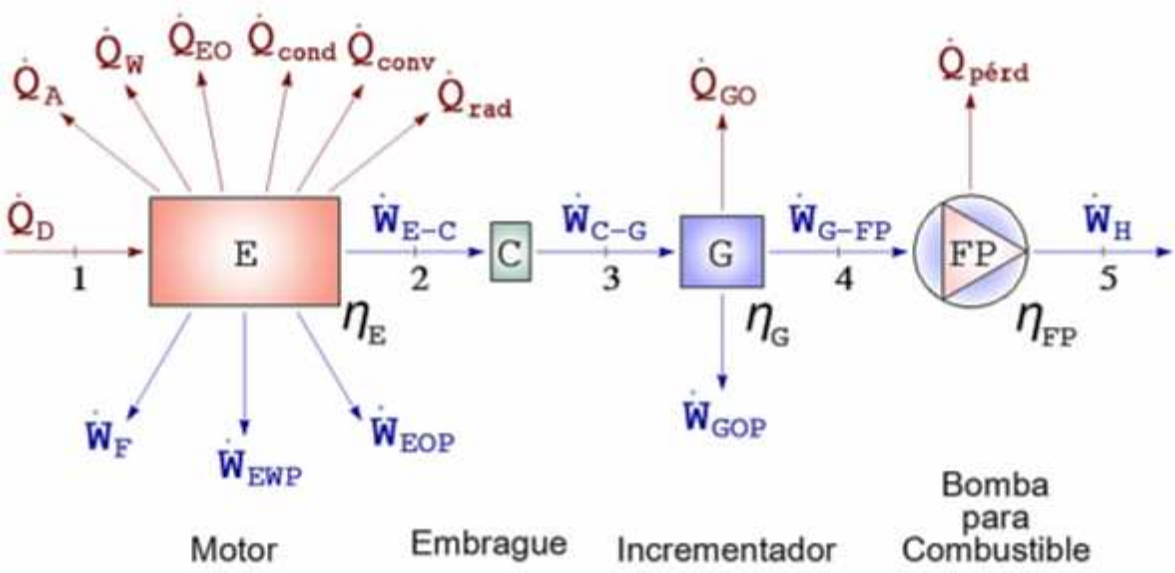


Figura 3.1. Balance de energía en un grupo de bombeo[72]

[72] Fuente: Realización propia

El combustible de los motores ingresa para suministrar energía térmica mediante el poder calorífico de diesel (Q_D), el cual atraviesa el motor para producir la energía mecánica que se aprovecha para suministrar potencia a la bomba de agua (EWP), la bomba de aceite (EOP), el ventilador (F) y la bomba de combustible (FP).

Tres flujos atraviesan el motor: uno de agua ($\dot{Q}_W$), uno de aire ($\dot{Q}_A$) y otro de aceite ($\dot{Q}_{EO}$). Estos extraen calor del motor continuamente mediante la energía interna de los fluidos. Adicionalmente, parte de la energía térmica del motor escapa por convección hacia el aire que lo rodea ($\dot{Q}_{CONV}$), otra parte por conducción hacia el piso ($\dot{Q}_{COND}$) y otra parte por radiación al ambiente ($\dot{Q}_{RAD}$). La potencia mecánica de salida del motor se utiliza en 4 mecanismos: el giro del eje de salida del motor hacia el embrague, ($\dot{W}_{E-C}$), el giro de la bomba de agua del motor ($\dot{W}_{WP}$), el giro de la bomba de aceite del motor ($\dot{W}_{EOP}$) y el giro de los álabes del ventilador del radiador ($\dot{W}_F$).

El eje del motor se encuentra ensamblado a un embrague (C), el cual transmite la potencia mecánica ($\dot{W}_{C-G}$) hacia el incrementador de velocidad (G). Este último tiene una pequeña bomba para aceite la cual consume una fracción de la potencia que ingresa al juego de engranajes ($\dot{W}_{GOP}$). Además es atravesado por un flujo de aceite que extrae calor del dispositivo ($\dot{Q}_{GO}$).

El eje a la salida del incrementador de velocidad transmite potencia mecánica ($\dot{W}_{G-FP}$) hacia la bomba de combustible para allí finalmente convertirla en la potencia hidráulica ($\dot{W}_H$).

3.2. PLANTEAMIENTO INICIAL Y ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS PARA MEJORAR EL ENFRIAMIENTO DEL MOTOR CON BASE EN EL BALANCE DE ENERGÍA

3.2.1. CONVECCIÓN DEBIDO AL FLUJO DE AGUA

3.2.1.1. Aumento de la capacidad de agua del sistema

Al disponer de una mayor cantidad de agua en el sistema se tendría una mayor capacidad de extracción de calor. Esta alternativa generaría necesariamente una mayor efectividad en el enfriamiento, sin embargo implicaría un costo elevado porque conllevaría el remplazo de todos los radiadores; adicionalmente esto no mejoraría la eficiencia del sistema.

3.2.1.2. Remplazo de las tuberías de agua

En todo el circuito de agua se dispone de tuberías de cuatro diámetros diferentes. Cada diámetro da lugar a un área de transferencia de calor y una velocidad de flujo diferentes. Según la disposición y longitud de cada sección de tubería, es posible determinar el diámetro óptimo para que el flujo en dicha sección favorezca la transferencia de calor. Por lo tanto conviene calcular los flujos e las diferentes tuberías.

3.2.1.3. Variación del flujo de agua

Se tienen dos subsistemas a considerar: El circuito de agua de enfriamiento de los intercambiadores de calor (común a los tres motores) y los tres circuitos independientes de agua de enfriamiento de los motores.

En el primer caso, los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores de calor dependen del caudal del fluido que pasa a través de ellos. Es así que analizando el diseño de dichos intercambiadores, es factible

encontrar una velocidad de flujo óptima para favorecer la extracción de calor del aceite. El sistema motriz de la bomba de agua común está constituido por un motor eléctrico de inducción. Para cambiar el número de rpm se podría remplazar la bomba junto con su respectivo motor o alternativamente cambiar únicamente el motor, pero tomando en cuenta la capacidad nominal de la bomba.

Por otro lado, en los tres circuitos de agua independientes, las bombas se encuentran montadas a cada motor; su número de rpm mantiene una relación constante con las rpm del motor debido a la relación de transmisión del juego de engranajes. Para este caso, si se desearía cambiar el flujo, habría que remplazar los engranajes de tal forma que dicha relación de transmisión resulte modificada, esta alternativa no es viable ya que constituiría una adaptación que dificultaría la adquisición de repuestos y tendría una relación costo – beneficio muy baja.

3.2.1.4. Purga y rellenado del agua refrigerante

El plan de mantenimiento del sistema debería contemplar una purga de agua refrigerante periódica con los siguientes propósitos:

- Impedir la acumulación de residuos minerales y metálicos en el circuito
- Renovar el agua del circuito
- Analizar muestras representativas del agua luego de cierto tiempo de uno
- Evaluar el nivel de corrosión interna de las tuberías y ductos de enfriamiento
- Reducir el desgaste de las paredes internas de la tubería debido a abrasión
- Efectuar un procedimiento de limpieza de los circuitos de agua

El procedimiento de purga y rellenado del agua refrigerante es de bajo costo y favorecería significativamente al enfriamiento correcto, por esta razón se debe establecer un procedimiento.

3.2.1.5. Revisión del correcto funcionamiento de los termostatos

El mal funcionamiento de un termostato puede provocar dos problemas:

a) Si el termostato se mantiene permanentemente en la posición de recirculación de agua se genera el recalentamiento del motor ya que el agua no circularía por el radiador.
b) Si el termostato se mantiene fijo en la posición de circulación a través del radiador, el motor tardaría más tiempo en alcanzar la temperatura óptima de trabajo.

La revisión de los termostatos constituye un procedimiento esencial para asegurar el enfriamiento de los motores, por lo que debe realizarse necesariamente.

3.2.1.6. Remplazo de los radiadores

El sistema de enfriamiento instalado ha sido el resultado de numerosos procesos de readecuación y adaptación de dispositivos, por lo que existe una gran probabilidad de que los radiadores no estén óptimamente dimensionados. En el caso de que estuvieran sobredimensionados producirían una carga adicional a los motores diesel por lo que constituirían una causa para en sobrecalentamiento. Por otro lado los radiadores podrían estar sub dimensionados en cuyo caso no serían capaces de extraer suficiente calor del agua.

Por las razones indicadas se requiere calcular la capacidad de los radiadores instalados y contrastar con las necesidades de enfriamiento del sistema.

3.2.2. CONVECCIÓN DEBIDO AL FLUJO DE ACEITE

3.2.2.1. Cambio del tipo de aceite lubricante

En el caso de plantear un cambio del tipo de aceite a utilizarse, partiendo de que se emplearía otro aceite que cumpla con las recomendaciones del fabricante; el criterio fundamental sería que la viscosidad del mismo sea favorable para la

transferencia de calor cumpliendo adecuadamente con su función lubricante dentro del rango de temperaturas de trabajo del motor; esto sin que sus propiedades sufran alteraciones representativas, durante un tiempo de operación del motor tan extenso como sea posible.

La utilización de un aceite de menor viscosidad permitiría elevar el flujo de lubricante generando dos efectos favorables al enfriamiento: una menor carga de potencia sobre el motor ya que la bomba de aceite funciona en base al giro del cigüeñal; y por otro lado una mayor transferencia de calor en el intercambiador de calor debido a un flujo más turbulento. La ganancia de transferencia de calor puede ser estimada mediante cálculos.

3.2.2.2. Cambio de la velocidad de flujo del aceite

De manera análoga al flujo del agua, se puede determinar una velocidad del flujo de aceite que permita tener una transferencia de calor máxima en los intercambiadores de calor. Tal velocidad podría ser manipulada de dos maneras: modificando la relación de transmisión entre las rpm del motor y la bomba de aceite; o, por otro lado cambiando los diámetros de la tubería.

3.2.2.3. Remplazo de los intercambiadores de calor

Las características físicas y geométricas de los intercambiadores de calor son factibles de ser medidas desmontando los dispositivos. A partir de esto se puede analizar su coeficiente global de transferencia de calor y plantear la posibilidad de instalar otros intercambiadores de calor con mayor capacidad.

3.2.3. CONVECCIÓN DEBIDO AL FLUJO DE AIRE

3.2.3.1. Mejoramiento de la convección externa de los motores

El bastidor del motor, al encontrarse en contacto con el ambiente y con una diferencia de temperatura significativa era capaz de ceder calor al aire por convección natural. Un cálculo aproximado puede determinar la cantidad de calor que se pierde por esta vía. De ser relevante este valor, la convección podría mejorar mediante la limpieza externa del motor y el repintado de algunas partes que han sido aisladas innecesariamente por varias capas de pintura.

3.2.3.2. Aumento del flujo de aire que ingresa a los motores

El calor específico del aire que atraviesa los motores pasando por los cilindros y saliendo con los gases de escape favorece la extracción de calor del sistema. De allí que elevando la relación aire-combustible en la alimentación del motor necesariamente se obtendría una disminución de la temperatura del motor. Sin embargo esto conllevaría una penalización en la potencia y en el torque obtenidos a la salida del motor, lo cual no es viable ya que el motor trabaja muy cerca de las condiciones límite de su capacidad. En consecuencia esta alternativa no resulta aplicable.

3.2.3.3. Pre enfriamiento del aire que ingresa a los motores

El ingreso de aire al motor a una baja temperatura daría lugar a una mayor capacidad de eliminación del calor generado durante la combustión. Adicionalmente, esto permitiría elevar la eficiencia volumétrica del motor, debido al ingreso de una mayor cantidad de oxígeno por unidad de volumen de aire, el cual habría sido sobrealimentado y precalentado por el turbocompresor.

En el mercado existen inter-enfriadores aire-aire y agua-aire, en el primer caso, éstos resultan útiles para motores de vehículos ya que la convección por aire en el lado externo del interenfriador es forzada por el movimiento del vehículo. En el caso de motores estacionarios, el interenfriamiento del aire de alimentación requeriría un flujo cruzado de agua para que reciba el calor extraído del aire; dicha agua podría ser tomada de alguno de los circuitos presentes en el sistema, en cuyo caso el análisis resultaría un poco más complejo. Por lo tanto, esta

modificación podría justificarse en el caso de que los radiadores instalados se hubieran encontrado suficientemente sobredimensionados para recibir esta carga adicional de enfriamiento. Con base en los cálculos previos desarrollados en el punto 3.1.1 se puede comprender que la implementación de un circuito de agua para pre-enfriamiento no es viable con los radiadores actualmente instalados.

3.2.4. FLUJO DE ENERGÍA A TRAVÉS DEL COMBUSTIBLE

3.2.4.1. Reducción del consumo de combustible

El consumo de combustible es una característica resultante del estado del motor, el cual a su vez depende del tiempo y condiciones de operación, pero esencialmente del mantenimiento que se le ha dado durante sus años de operación. El remplazo de piezas de desgaste ordinario y dispositivos menores constituyen parte de dicho programa de mantenimiento. De allí que para mantener o mejorar la eficiencia de los motores lo que queda hacer en adelante es cumplir con un programa de mantenimiento preventivo para los motores. El cual se encontraría fuera del alcance de este proyecto.

La eficiencia de los motores depende además necesariamente del diseño fundamental de los mismos. Como es lógico, esta variable no podría ser modificada dentro del marco de este estudio.

3.2.4.2. Empleo de un combustible de mejores características

Existen varias características relevantes en cuanto a indicadores de calidad de diesel. Una de las más influyentes es el índice cetano, La utilización de un combustible diesel con un bajo índice cetano, produce efectos negativos en el proceso de combustión. Tales como el retraso del tiempo de ignición, la generación de altas presiones, la fatiga en ciertos elementos del motor y la disminución de la eficiencia de la combustión. Este último efecto implica una

elevación de la temperatura del motor debido a la energía adicional resultante de la combustión que no fue convertida en potencia mecánica.

Por lo tanto, se debe procurar emplear un combustible diesel de buena calidad para reducir la temperatura del sistema.

3.2.5. SALIDA DE POTENCIA MECÁNICA

3.2.5.1. Reducción del consumo de potencia de las Bombas para Combustible

La potencia consumida por la bombas de combustible depende de algunas variables: longitud de la tubería del poliducto, altura máxima de la tubería, accesorios instalados a lo largo de la línea, material y acabado de la tubería, diámetro de la tubería, reducciones, ampliaciones, derivaciones, densidad del producto que se bombea, condiciones mecánicas de las bombas (especialmente de los rodamientos), entre otras.

De los parámetros arriba mencionados, aquellos referentes a la tubería del poliducto ya han sido analizados y mejorados por un proyecto de tesis previo, concluido en el año 2010 y titulado: “OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN EN EL TRANSPORTE DE DERIVADOS DE PETRÓLEO – ANÁLISIS Y ESTUDIO HIDRÁULICO DEL POLIDUCTO QUITO-AMBATO OPERADO POR PETROCOMERCIAL”.

Por otro lado, los productos que se bombean son fijos: gasolina súper, gasolina extra, diesel 1 o diesel 2. Finalmente, aquellas variables susceptibles de manipulación serían únicamente aquellas relacionadas con el mantenimiento preventivo de las bombas de combustible.

3.2.5.2. Reducción del consumo de potencia de los Ventiladores

La potencia que consume el ventilador podría ser manipulada cambiando el ángulo de ataque de las aspas de la hélice. Sin embargo si se reduciría dicho

ángulo para disminuir la potencia, reduciría también el flujo de aire a través del ventilador, perjudicando la extracción de calor del radiador. Consecuentemente, la única alternativa que podría optimizar este subsistema sería el remplazo de los ventiladores actualmente instalados por otros cuyos materiales sean más livianos. La reducción de potencia que se obtendría probablemente no sea significativa como para justificar el remplazo.

En el particular caso de los ventiladores, un aumento en la potencia que consumen podría resultar beneficioso. Es posible aumentar el número de rpm de los ventiladores para mejorar la extracción de calor a través de los radiadores. Esto mediante una elevación de la relación de transmisión por bandas y poleas que existe entre el eje del motor y del ventilador. Para esto se necesitaría remplazar la polea motriz por una de mayor diámetro o remplazar la polea conducida por una de menor diámetro. El enfriamiento que se obtendría superaría el efecto de la carga adicional sobre el motor, sin embargo esto únicamente podría ser comprobado en la práctica.

3.2.5.3. Reducción del consumo de potencia de las Bombas de Aceite

La potencia que consumen las bombas de aceite puede ser minimizada siempre que se le realizare un correcto mantenimiento. Si se desearía reducir aún más dicha potencia, se tendría que remplazar las bombas, sin embargo el ahorro de potencia que se obtendría sería insignificante dado que la potencia total que consumían las bombas ya es pequeña.

3.2.5.4. Reducción del consumo de potencia de las Bombas de Agua

El análisis es semejante al caso de las bombas de aceite.

3.2.5.5. Reducción del consumo de potencia de los Incrementadores de Velocidad

Un mejoramiento en este dispositivo requeriría prácticamente el remplazo del mismo ya que básicamente se encuentra compuesto por un juego de engranajes.

Adicionalmente, el diseño este dispositivo necesariamente ya debió haber sido optimizado desde la fábrica. Definitivamente no se justificaría realizar modificaciones en los incrementadores de velocidad.

3.2.5.6. Reducción del consumo de potencia de los Embragues

El embrague consume potencia del motor durante la aceleración (aumento de rpm), pero una vez que se alcanza un valor estable de rpm, el embrague baja drásticamente su consumo de potencia hasta valores despreciables. El cálculo podría verificar si se puede o no despreciar el consumo de potencia de los embragues.

3.2.5.7. Reducción del consumo de potencia de los Rodamientos

La potencia consumida por los rodamientos es factible de ser estimada mediante cálculos sugeridos por los mismos fabricantes. De allí se podría evaluar si este consumo es o no representativo bajo condiciones normales de operación. En el caso de que se presentaren fallas en alguno de los rodamientos, esto representaría un consumo de potencia significativo que adicionalmente al deterioro acelerado del rodamiento, generaría una elevación en la temperatura del motor.

3.3. COMPARACIÓN ENTRE LOS ACEITES QUE SE UTILIZAN Y LAS RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE

3.3.1. ACEITE DE LOS MOTORES

3.3.1.1. Aceite actualmente empleado: "SAE 40 Maxidiesel Plus"

La información abajo mostrada se ha tomado del sitio web del fabricante.[73]

Características:

[73] Fuente: http://lubricantespdv.com.ec

Aceite monógrado formulado con MPA (Máxima Protección Antioxidante), la nueva tecnología de aditivos especialmente desarrollada para impartir a los productos PDV una mayor resistencia contra la oxidación y una mezcla de básicos altamente refinados, con lo que se obtiene un lubricante con excelentes propiedades dispersantes / detergentes que minimiza la formación de depósitos en el motor. Sus características anti desgaste, anti-herrumbrantes, antiespumantes y anticorrosivas garantizan la adecuada lubricación de los motores diesel a los cuales está destinado. Satisface las especificaciones correspondientes a los servicios CF/CF-2/SF de la clasificación API/ASTM/SAE y cumple los requisitos de las siguientes especificaciones: MACK EO-J, MIL-L-2104D, MIL-L-46152B. En el grado SAE 40, cumple también con los límites de cenizas de General Motors para motores Detroit Diesel, por lo que satisface el nivel de calidad CF-2. Igualmente satisface los requerimientos de las especificaciones de aceites para transmisiones automotrices CATERPILLAR TO-2 y ALLISON C-3. Así mismo pasa la etapa 10 de la prueba FZG para engranajes.

Tabla 3.1. Características del aceite SAE 40 Maxidiesel Plus[67]

PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD	MÉTODO DE ENSAYO ASTM
Viscosidad a 40 °C	150	cSt	D 445
Viscosidad a 100 ° C	15	cSt	D 445
Índice de viscosidad	98	----	D 2270
Densidad relativa @ 15,6 °C	0,9	----	D 1298
Punto de inflamación (copa abierta)	271	°C	D 92
Punto de escurrimiento	-6	°C	----

Usos:

Formulado específicamente para la lubricación de motores diesel de alta velocidad, ya sea de aspiración natural o sobrealimentados que operan en condiciones severas de servicio, utilizados tanto en la industria del transporte y de la construcción como en aplicaciones estacionarias Industriales. En los grados de viscosidad adecuados se utiliza en convertidores de torsión, transmisiones automotrices y sistemas hidráulicos de camiones, tractores y maquinarias de construcción en general. Por cumplir adicionalmente con el nivel de calidad API

SF para motores a gasolina puede ser utilizado satisfactoriamente en la lubricación de flotillas de vehículos o maquinarias donde existan indistintamente motores diesel o a gasolina que requieran ese nivel de calidad.

3.3.1.2. Aceite recomendado por el fabricante de los motores

El manual de motores diesel MAN, recomienda emplear un aceite lubricante marino HD (Trabajo Pesado). Se indica además que como aceite lubricante se debe entender que es un aceite base con aditivos disueltos. Para este caso se requiere un aceite para motores diesel de alto número de rpm. Adicionalmente se recomiendan las características mostradas en la tabla **3.2**.

Tabla 3.2. Recomendaciones del fabricante para el aceite de los Motores Diesel MAN[74]

ESPECIFICACIONES ACEITES BASE PARA LUBRICACIÓN DE MOTORES EN CUANTO AL ENVEJECIEMIENTO			
	OBSERVACIONES	LUBRICACIÓN CILINDROS	UNIDADES
Viscosidad a 50°C	Viscosidad Cinemática	70-95	cSt
Grupo de Viscosidad SAE		40	----
Punto de escurrimiento	En caso de motores de embarcaciones	-10	°C
	En caso de motores de empalizamiento, automotores, motores de locomotoras, etc.	-15	°C
Punto de Inflamación (según Marcusson)	----------	> 200	°C
Contenido de agua (en volumen)	----------	< 0.1	%
Contenido de Cenizas (En peso)	----------	< 0.02	%
Residuo de Carbonización en peso (según Conradson)	----------	< 0.5	%

[74] Fuente: MAN Inc., “Manual Motores Diesel MAN”, 1969

3.3.1.3. Análisis

Comparando los datos comunes en las tablas **3.1** y **3.2** se puede notar que el punto de escurrimiento del aceite que se emplea en estos motores es superior al recomendado, considerando la ubicación de la estación de bombeo, se sabe que bajo condiciones climáticas ordinarias no se llegará a alcanzar temperaturas inferiores a – 6℃, consecuentemente es indiferente que el aceite en uso no cumpla con este parámetro.

En cuanto a la viscosidad del aceite Maxidiesel Plus, no se dispone del dato de este parámetro medido a 50℃ para poder compararlo con la recomendación del manual de los motores. Para estimar la viscosidad a 50 °C se ha empleado una herramienta de uso libre encontrada en la web la cual permite interpolar valores de viscosidad de aceites. La gráfica se puede observar en la figura **3.3**.

En la parte inferior de la figura **3.3** se puede ver que para 50℃ se tiene una viscosidad de 89,7 cSt; este valor se encuentra dentro del rango recomendado.
El punto de inflamación recomendado se cumple con una ventaja notable.

El resto de parámetros recomendados sólo pueden ser verificados mediante un análisis por muestreo del aceite el cual se hace fuera del país. Este estudio no es de mucha relevancia para los objetivos de este proyecto, por lo que no se justifica.

Tomando en cuenta la posibilidad de que haya una mejor alternativa de aceite lubricante, se han revisado catálogos de otras marcas comerciales de aceites lubricantes marinos de trabajo que también cumplen con las recomendaciones del fabricante, tal es el caso del aceite Castrol MPH 153, el cual según indica entre sus prestaciones que ha sido aprobado para su operación en equipos “Wartsila, Deutz, MAN Diesel y Caterpillar, entre otros”. Este aceite se encuentra disponible en grados de viscosidad SAE 30 y SAE 40.

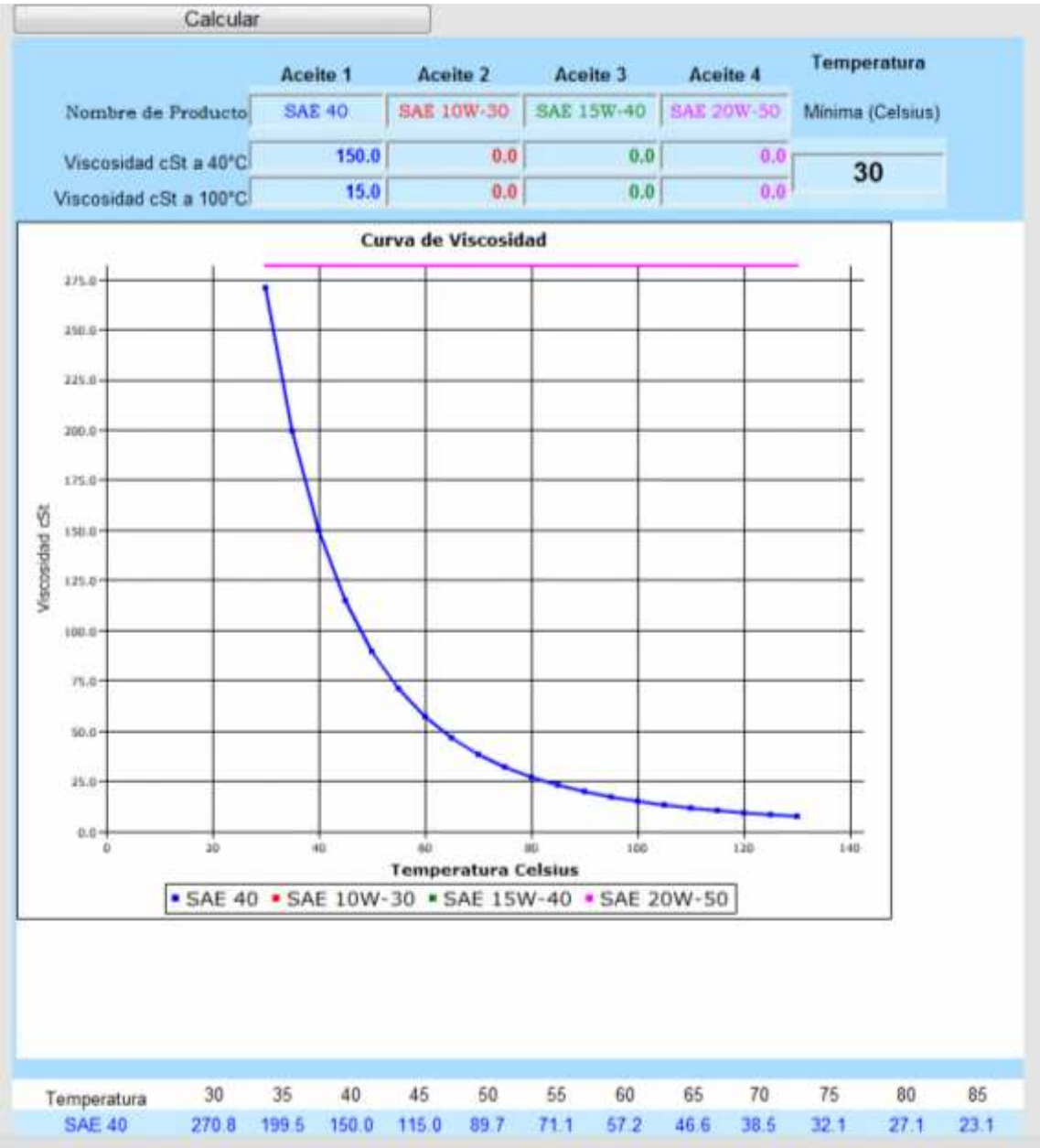


Figura 3.2. Estimación de la viscosidad del aceite SAE 40 @ 50°C mediante Interpolación Gráfica[75]

3.3.2. ACEITE DE LOS INCREMENTADORES

3.3.2.1. Aceite actualmente empleado: "Gulf EP Lubricante HD 150"

La información abajo mostrada se ha tomado del sitio web del fabricante.

[75] Fuente: www.widman.biz/Seleccion/graficar.htm

“EP Lubricante HD” es una serie de lubricantes de extrema presión, para transmisiones y engranajes industriales con condiciones de operación severas.
Están recomendados para la lubricación de todo tipo de engranajes cerrados industriales incluidos los helicoidales y los sinfín y corona, especialmente para mecanismos sometidos a altas cargas continuas o de impacto.[76]

Tabla 3.3. Características del aceite Gulf EP Lubricante HD 150[77]

PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD	MÉTODO DE ENSAYO
Viscosidad a 40 °C	150	cSt	ISO VG
Viscosidad a 100 ° C	14,8	cSt	ISO VG
Índice de viscosidad	98	----	ISO VG
Densidad relativa a 20 °C	0,88	----	ISO VG
Punto de inflamación (copa abierta)	240	°C	ISO VG
Punto de escurrimiento	-12	°C	ISO VG
Denominación AGMA	4EP	----	----

3.3.2.2. Aceite recomendado por el fabricante de los incrementadores

Tabla 3.4. Recomendaciones del fabricante para el aceite de los incrementadores[78]

RECOMENDACIONES PARA ACEITE DEL INCREMENTADOR		
CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDAD
Tipo Aceite (Clasificación)	EP (Presión Extrema)	----
Viscosidad Engler @ 50°C	66 – 96	cSt
Cambios de aceite cada	1000	h

3.3.2.3. Análisis

El aceite Gulf EP Lubricante HD ha sido diseñado para trabajar a una presión extrema, por lo que cumple con esta recomendación.

[76] Fuente: www.gulfoil.com.ar
[77] Fuente: Gulf Colombia, “Catálogo de productos”, 2011
[78] Fuente: Placa de los Incrementadores

En la parte inferior de la figura **3.3** se puede ver que para 50℃ se tiene una viscosidad de 89,3 cSt; este valor se encuentra dentro del rango recomendado.

No se plantea realizar cambios del tipo de aceite para los incrementadores ya que se ha comprobado que el aceite utilizado actualmente satisface las recomendaciones del fabricante.

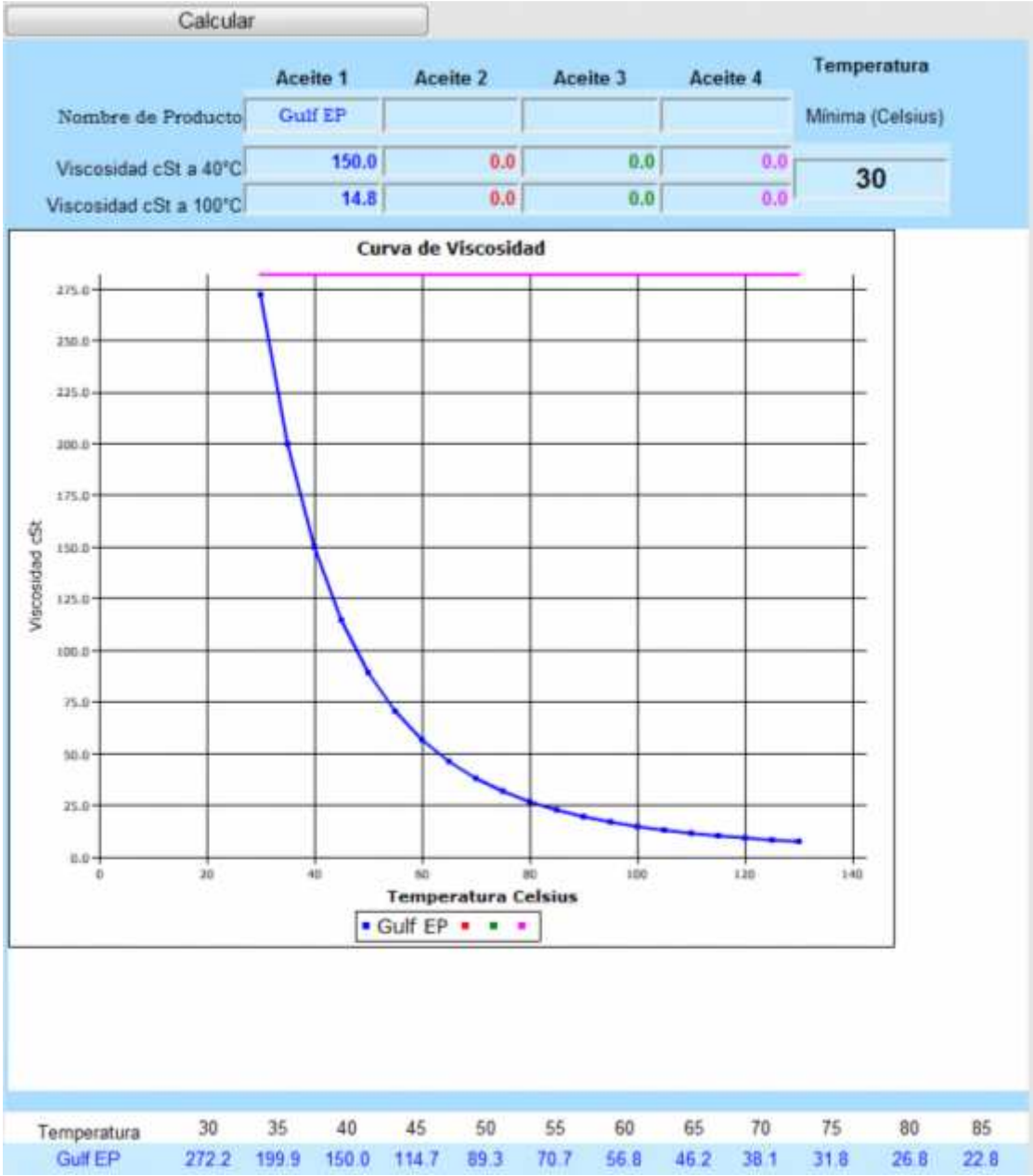


Figura 3.3. Estimación de la viscosidad del aceite Gulf EP @ 50°C mediante Interpolación Gráfica[79]

[79] Fuente: www.widman.biz

3.4. Condiciones de operación para los cálculos

3.4.1. PRODUCTO BOMBEADO

Los problemas de sobrecalentamiento de los motores se producen generalmente durante las partidas de bombeo de diesel 2, esto se explica con base en los datos de densidad promedio de los productos que se bombean mostrados en la tabla **3.5**:

Tabla 3.5. Densidad de combustibles @ 15,5 °C[80]

PRODUCTO	DENSIDAD	UNIDADES	MÉTODO DE MEDICIÓN
Gasolina Súper	746	kg/m^3	ASTM D-4052
Gasolina Extra	748	kg/m^3	ASTM D-4052
Diesel 1	843	kg/m^3	ASTM D-4052
Diesel 2	849	kg/m^3	ASTM D-4052

De los cuatro productos que se bombean, el diesel 2 posee la mayor densidad, consecuentemente se requiere una mayor altura de presión dinámica a la salida de la estación de bombeo para poder impulsarlo hasta el punto más alto de la tubería del poliducto. Esto implica un mayor suministro de potencia de los motores hacia las bombas. Tomando en consideración este aspecto, los cálculos se realizan en base a las propiedades del diesel 2.

3.4.2. REVOLUCIONES POR MINUTO DE LOS MOTORES

Como se puede ver en la tabla **2.6**, la capacidad nominal de los motores es de 1500rpm. El promedio de rpm de operación de los motores en el año 2009 fue de 1050rpm. Los problemas de sobrecalentamiento se presentan a partir de las 1120rpm. Tomando en cuenta que los motores fueron instalados y puestos a punto en el año 1990 y llevan operando más de 20 años, se comprende que alcanzar las 1500 rpm no resulta factible. Se toma para los cálculos el número de rpm máximo al cual se hace operar a los motores, esto es **1170rpm**. En base a

[80] Fuente: Unidad de Proyectos EP Petroecuador, 2010

estas consideraciones se tiene como meta para el rediseño y operación futura llegar a las 1300 rpm.

3.4.3. PRESIONES EN LA LÍNEA DE BOMBEO

Los instrumentos de medición colocados a lo largo de la línea de bombeo permiten conocer que la presión a la salida de la estación de bombeo se mantiene alrededor de los 1240 psi. Por otro lado, en el punto más alto de la tubería la presión oscila entre 20 y 40 psi. Lo más conveniente es mantener esta última presión en un valor tan bajo como sea posible, pero suficiente para que en todo momento se tenga una presión positiva en el punto más alto de tal forma que durante el bombeo se dé lugar a un flujo ininterrumpido de productos. Una presión negativa en este sitio implicaría que las bombas y por ende los motores consumieran energía inútilmente manteniendo una presión determinada en la línea, pero sin generar flujo. Por lo tanto, allí se toma una presión de 20 psi.

3.4.4. FLUJO DE COMBUSTIBLE

El flujo promedio de combustible en la estación de bombeo es 340gpm. Se realizan los cálculos considerando el flujo máximo que se alcanza en la estación: 350 gpm.

3.4.5. CONDICIONES AMBIENTALES

En la tabla **3.6** se señalan las condiciones ambientales que influyen en el problema. Con base en una propuesta del diseño robusto, para los cálculos se toman en cuenta los valores críticos de cada parámetro.

3.4.6. TEMPERATURAS EN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Las temperaturas tomadas en los diversos puntos del sistema de enfriamiento corresponden a los valores máximos que se alcanzan justo cuando se presentan los problemas de sobrecalentamiento.

Tabla 3.6. Condiciones Ambientales para el análisis[81]

VARIABLE	VALOR PROMEDIO	VALOR CRÍTICO	UNIDADES
Temperatura ambiente	13	18	° C
Humedad relativa	50	40	%
Velocidad del viento	2,22	0,6	m/s

3.4.7. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS EN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En el sistema de enfriamiento participa el agua refrigerante en dos circuitos independientes a distintas condiciones de presión y temperatura. Además se tienen dos circuitos de aceite. Y adicionalmente se tiene un efecto convectivo debido al aire circundante. Los cálculos requieren la inclusión de variables como la densidad, la viscosidad, el calor específico, la conductividad térmica y el número de Prandtl. Por lo tanto, en el **ANEXO 6** se han incluido las tablas de propiedades de los fluidos en las condiciones relevantes para este estudio.

3.5. CÁLCULOS ENERGÉTICOS EN LOS DISPOSITIVOS DE UN GRUPO DE BOMBEO

3.5.1. POTENCIA CONSUMIDA POR LOS RODAMIENTOS

Se estima que las pérdidas de potencia en los rodamientos son mínimas, para saber si pueden ser despreciadas, se hace el cálculo para los rodamientos del eje del motor señalado en la figura 3.4.

Los cálculos a continuación descritos se basan en las fórmulas publicadas en el sitio web del fabricante de rodamientos SKF descritas en el capítulo 1. En esta sección se mantiene la nomenclatura empleada por SKF.

[81] Fuente: Inamhi, “Datos históricos”, 2011

Se emplea la fórmula [1.96]: $N_R = 5{,}25\ x\ 10^{-5}\ .\ \mu\ .\ P\ .\ D\ .\ n$

Datos:

n = 1170 rpm

D = 177 mm

μ = 0.005 (máximo coeficiente de fricción del anexo 1)

P = ?

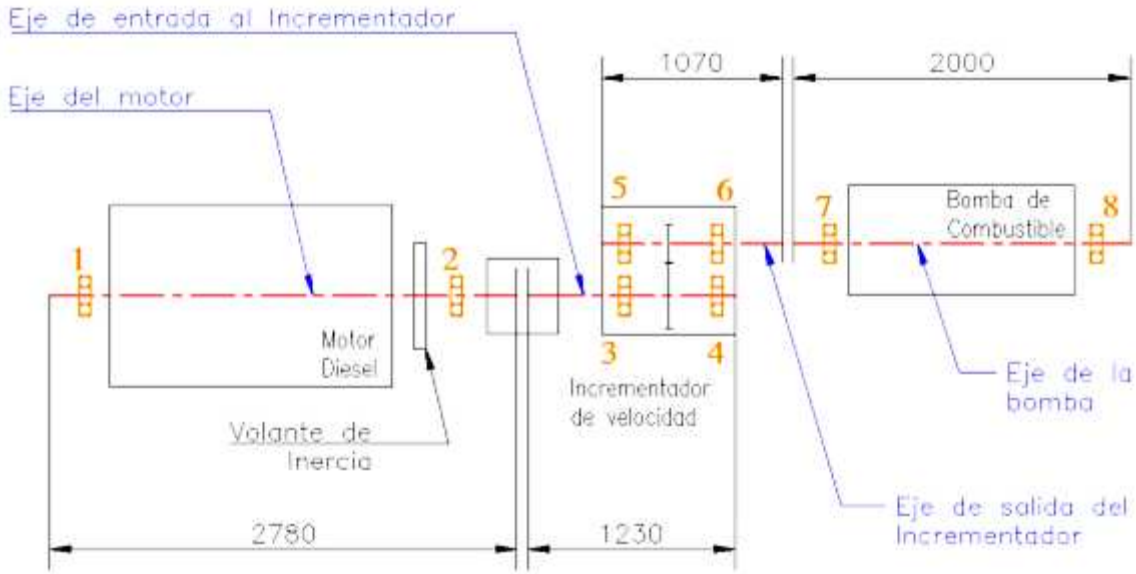


Figura 3.4. Ejes y Rodamientos en un grupo de bombeo, Dimensiones en [mm][82]

3.5.1.1. Eje del Motor; Potencia consumida por los rodamientos 1 y 2:

Como se muestra en la figura **3.4**, el eje del motor tiene una longitud de 2780 mm, se encuentra conformando por el cigüeñal, el eje central, que sale del motor por ambos lados, y por el volante de inercia; la masa total de este sistema es de 350kg. Por lo tanto la carga repartida sobre los dos rodamientos es:

$$P\ =\ m\,.\,g\ =\ 3430\ N$$

Por la disposición del sistema, la carga calculada no se reparte equitativamente sobre los dos rodamientos, el rodamiento número 2 soportará más carga ya que

[82] Fuente: Realización propia

la masa del volante de inercia se encuentra más cercana a dicho rodamiento. Para calcular la carga sobre cada rodamiento se requeriría resolver las reacciones en los apoyos del eje como una viga simple. Sin embargo para simplificar las operaciones, se puede calcular conjuntamente la potencia consumida por los rodamientos 1 y 2:

$$N_R = 5{,}25\ x\ 10^{-5}\ x\ 0.005\ x\ \ 3430\ x\ 177\ x\ 1170$$

$$\boldsymbol{N_R = 186\ W} \qquad (1 \text{ y } 2)$$

Ahora se compara este valor con la potencia de salida del motor:

$$\frac{N_R}{\dot{W}_E} = \frac{186\ W}{90\ 587\ W} = \ 0.002$$

Esto significa que se pierde menos que un 0,2% de la potencia del motor en los rodamientos soportantes de la mayor carga; esta es una cantidad que puede ser considerada despreciable. Por lo tanto no se calcula las pérdidas en los rodamientos restantes.

3.5.2. POTENCIA HIDRÁULICA A LA SALIDA DE LAS BOMBAS DE COMBUSTIBLE ($\dot{W}_H$)

Durante la operación con los motores diesel, se conectan en serie dos bombas para combustible mediante un simple arreglo de válvulas. El circuito resultante simplificado queda como se indica en la siguiente figura:

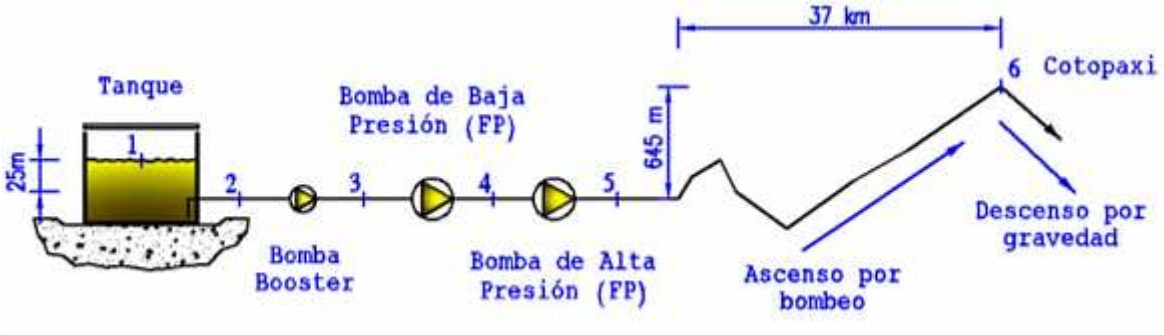


Figura 3.5. Circuito de bombeo con dos grupos diesel en serie[83]

[83] Fuente: Realización propia

El combustible que es tomado de un tanque de almacenamiento es succionado por una “bomba booster” la cual lo descarga a una presión estable de 70 psi para de allí ingresar a la bomba de baja presión con un $NPSH_D$ tal, que no se produzcan problemas de cavitación en las bombas centrífugas. La bomba de baja presión eleva este parámetro hasta un valor intermedio entre 70 y 1240 psi que son las presiones localizadas en los puntos 3 y 5 respectivamente. De los registros históricos de la presión en el punto 4 se conoce que se la ha manipulado variándola entre 540 y 700 psi. Para determinar el valor óptimo se toma en cuenta la ecuación [1.10]. La potencia hidráulica producida por cada bomba es proporcional a la diferencia de presiones generada; por lo tanto si se produce una misma diferencia de presiones en la bomba de baja y en la bomba de alta, ambos motores aportarían la misma potencia; en el caso contrario uno de los dos motores necesariamente trabajaría con sobrecarga y el otro con sub-carga. Consecuentemente, el primero tendería a sobrecalentarse.

Por lo tanto:

$$P_{4\ \text{óptima}} = \frac{P_5 + P_3}{2} = \frac{1240 + 70}{2} = 655\ psi$$

Con P_4 = 655 psi, cada bomba produciría los siguientes incrementos de presión:

$$\Delta P_{bomba\ de\ baja} = 655 - 70 = 585\ psi$$

$$\Delta P_{bomba\ de\ alta} = 1240 - 655 = 585\ psi$$

Bajo condiciones de operación “estable”, la presión en el punto 4 puede variar dentro de un rango de ±10 psi. Entonces se continúa con los cálculos para un incremento de presión en cada bomba de 595 psi (4 102 380 Pa) y un flujo de 350gpm (0,0220815m^3/s).

$$\dot{W}_h = \Delta P . \dot{V}$$

$$\dot{W}_h = 4\ 102\ 380\ Pa\ x\ 0{,}0220815\ m^3/s$$

$$\boldsymbol{\dot{W}_h = 90\ 587\ \mathbf{W}}$$

Este es valor de la potencia hidráulica producida por cada una de las dos bombas.

3.5.3. POTENCIA MECÁNICA CONSUMIDA POR CADA BOMBA DE COMBUSTIBLE ($\dot{W}_{G-FP}$)

La ecuación [1.17] permite calcular la potencia mecánica que ingresa a la bomba en base a la potencia hidráulica de salida y la eficiencia de la bomba. Este último factor ya ha sido calculado por un proyecto de tesis previo, concluido en el año 2010 y titulado: “OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN EN EL TRANSPORTE DE DERIVADOS DE PETRÓLEO – ANÁLISIS Y ESTUDIO HIDRÁULICO DEL POLIDUCTO QUITO-AMBATO OPERADO POR PETROCOMERCIAL”.

Se pudo observar que en proyecto mencionado se obtuvo una eficiencia del 66% con base en un software para bombas de la marca “Goulds Pumps”; sin embargo las bombas instaladas en la estación son de la marca “Byron Jackson Pumps”. Debido a esta inconsistencia se toma el valor mencionado únicamente como referencia.

Para obtener un valor preciso de la eficiencia de las bombas se requeriría conocer con exactitud la potencia al freno que ingresa a las mismas, lo cual requeriría de infraestructura de la cual no se dispone y cuyo costo no se justifica. Por otro lado, esta información puede extraerse de las curvas características de eficiencia de la bomba.

Durante la búsqueda de las curvas características se ha podido conocer que el fabricante de las bombas “Byron Jackson” descontinuó esta línea de productos hace más de dos décadas al pasar a conformar la prestadora de servicios petroleros “BJ Services”. Posteriormente, en el año 2010, esta última compañía terminó siendo absorbida por la multinacional de servicios petroleros “Baker Hughes”. Con esta corta investigación se determinó que la única fuente de información disponible sobre las curvas de las bombas se encuentra en el manual entregado por el fabricante en el momento de la instalación. Allí se muestra la curva característica de eficiencia desarrollada a 3775 rpm que es el valor nominal del sistema. Es factible analizar esta curva y extrapolar sus datos a 3271 rpm.

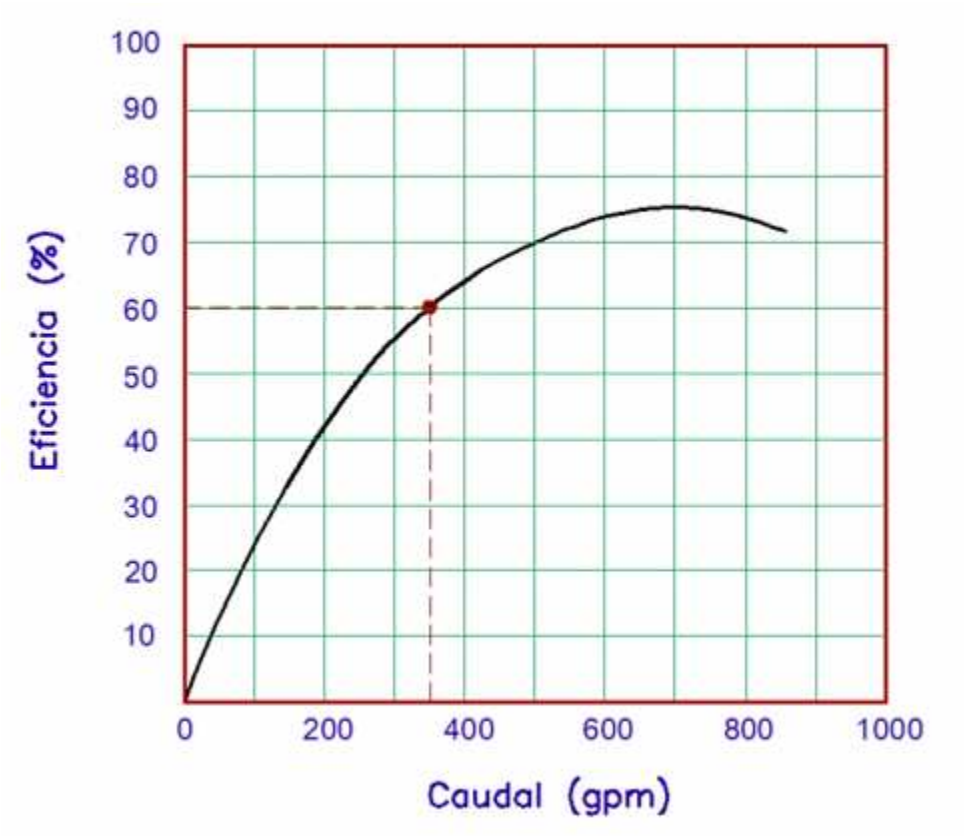


Figura 3.6. Curva Característica de Eficiencia de las bombas de Combustible Byron Jackson DVMX 3x6x9 E @ 3775 rpm[84]

La figura **3.6** muestra la gráfica extraída del manual; allí se puede observar que para 350 rpm se tiene una eficiencia ligeramente superior al 60%. Luego, analizando las curvas características típicas de bombas centrífugas que se muestran en la figura **1.9**, se puede concluir que la eficiencia de las bombas hacia la izquierda del punto de máxima eficiencia, aumenta cuando el número de rpm disminuye. Consecuentemente, es de esperarse que la eficiencia para este caso se encuentre sobre el 60%; al comparar esto con el valor tomado del proyecto de tesis antes citado, se determina que el 66% es una aproximación válida y se continua con los cálculos.

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{salida}}{\dot{W}_{entrada}}$$

$$\eta_{FP} = \frac{\dot{W}_{h}}{\dot{W}_{G-FP}}$$

[84] Fuente: Manual Byron Jackson Inc., "Curva característica de la bomba Byron Jackson DVMX 3x6x9E", Realización propia

$$\dot{W}_{G-FP} = \frac{\dot{W}_h}{\eta_{FP}}$$

$$\dot{W}_{G-FP} = \frac{90\ 587}{0{,}66}$$

$$\boldsymbol{\dot{W}_{G-FP} = 137\ 253\ W}$$

Este valor representa la potencia mecánica que consume cada una de las dos bombas.

Mediante la ecuación [1.18], se puede calcular la tasa de transferencia de calor hacia el combustible bombeado debido a las pérdidas en las bombas:

$$\dot{Q}_{pérd} = \dot{W}_{G-FP} - \dot{W}_H$$

$$\dot{Q}_{pérd} = 137\ 253\ W - 90\ 578\ W$$

$$\dot{Q}_{pérd} = 46\ 675\ W$$

Este calor produce una elevación en la temperatura del fluido bombeado, sin embargo debido al alto flujo y al calor específico del diesel 2, dicha elevación es intrascendente.

3.5.4. POTENCIA ENTREGADA AL INCREMENTADOR DE VELOCIDAD ($\dot{W}_{C-G}$)

Considerando el principio de conservación de la energía aplicado al incrementador de velocidad de la figura **3.1**, se plantea la ecuación:

$$Energía\ ingresa = Energía\ sale$$

$$\dot{W}_{C-G} = \dot{W}_{G-FP} + \dot{W}_{GOP} + \dot{Q}_{GO}$$

De los cuatro términos únicamente se conoce $\dot{W}_{G-FP}$. Los valores de $\dot{W}_{GOP}$ y $\dot{Q}_{GO}$ son necesariamente inferiores, sin embargo pueden también ser calculados y permitirán conocer la eficiencia del incrementador de velocidad.

$\dot{Q}_{GO}$ representa la tasa de transferencia de calor extraído del incrementador de velocidad, por medio del flujo de aceite, para ser transferido al contraflujo de agua que atraviesa el intercambiador de calor del incrementador de velocidad. Dicha tasa puede ser calculada mediante la ecuación [1.54], en donde:

ΔT es la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de aceite del incrementador; ambos datos son conocidos:

$$T_{ENTRADA} = 38.1\ °C \qquad\qquad T_{SALIDA} = 46\ °C$$

C_p representa el calor específico del aceite a volumen constante ya que es un fluido incompresible. Su valor se obtiene de tablas de propiedades termofísicas a la temperatura promedio que es 42℃:

$$C_p = 1\,972\ \frac{J}{kg\ °C}$$

$\dot{m}$ es el flujo de masa de aceite que es impulsado por la bomba, este es un valor desconocido que a continuación es calculado con base en las características geométricas mostradas en la figura 3.7. Para conocer estas dimensiones fue necesario desarmar la bomba de engranajes como se muestra en la figura 3.8.
Mediante fotografías de los engranajes que fueron introducidas a AutoCAD y con una manipulación adecuada de las escalas se pudo obtener con gran precisión el área vacía entre dos dientes. A partir de este dato se calcula el flujo de aceite hacia los engranajes. Adicionalmente se midió la longitud de los engranajes, que es de 26mm. Se puede ver además en a figura **3.7** que cada engranaje dispone de 9 dientes.

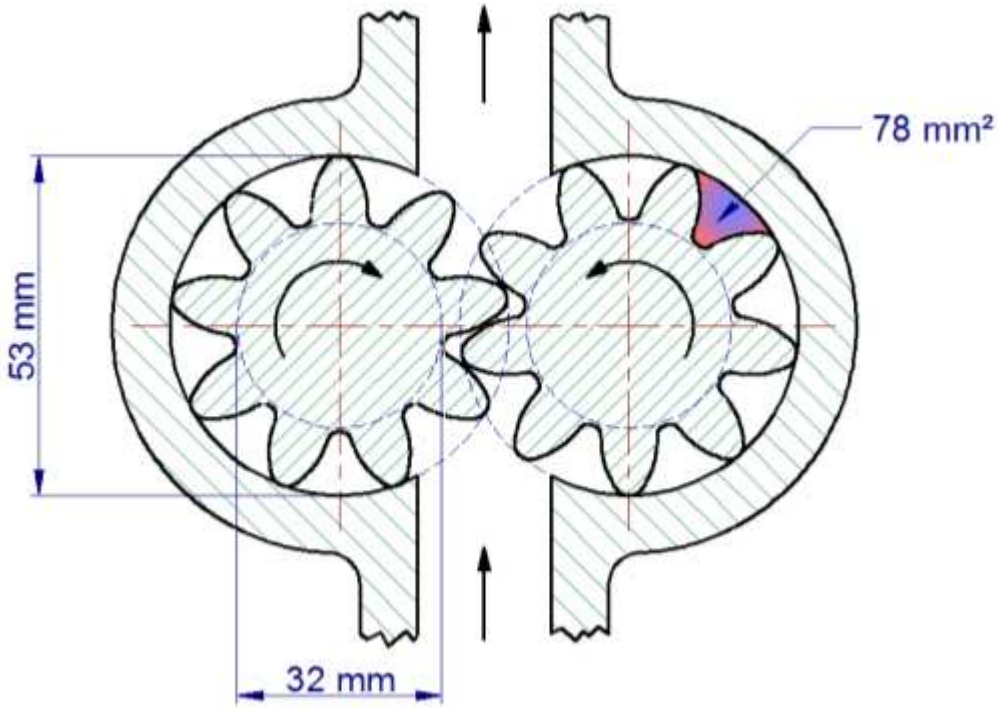


Figura 3.7. Área vacía entre dos dientes de los engranajes de la bomba para aceite del incrementador de velocidad[85]

Con esta información se calcula el flujo másico teórico de aceite del motor $\dot{m}_{GO(T)}$:

$$\dot{m}_{GO(T)} = 1170\frac{rev}{min}x\frac{min}{60\ s}x\frac{9\ dientes}{rev}x\frac{78\ mm^2}{diente}x26mm\frac{m^3}{1000^3\ mm^3}x\frac{875\ kg}{m^3}x\ 2\ engranes$$

$$\dot{m}_{GO(T)} = 0{,}623\ \frac{kg}{s}$$

Cabe notar que la densidad del aceite que se emplea en el cálculo anterior es 875kg/m^3 en lugar de 880kg/m^3 que es el dato mostrado en la tabla **3.3**. Esto se debe a que la temperatura promedio del aceite en el incrementador es 42℃ y la densidad del fluido disminuye a medida que se eleva la temperatura.

Para obtener el flujo másico real se debe considerar la eficiencia volumétrica de la bomba que es 87%. Por lo tanto:

$$\dot{m}_{GO} = \eta\ \dot{m}_{GO(T)}$$

[85] Fuente: Dimensiones promedio obtenidas de 10 mediciones tomadas en la bomba desarmada con calibrador tipo pie de rey de precisión 0,02mm

$$\dot{m}_{GO} = 0{,}87\ x\ 0{,}623$$

$$\dot{m}_{GO} = 0{,}54\ \frac{kg}{s}$$

Con los datos calculados se procede a determinar la tasa de transferencia de calor extraído del multiplicador, con base en la ecuación [1.54]:

$$\dot{Q}_{GO} = \dot{m}_{GO}\ .\ \Delta T_{GO}\ .C_{p_{GO}}$$

$$\dot{Q}_{GO} = 0{,}54\frac{\cancel{kg}}{s}\ x\ (46 - 38{,}1)°\cancel{C}\ x\ 1\ 972\ \frac{J}{\cancel{kg}\ .\ \cancel{°C}}$$

$$\dot{Q}_{GO} = 8\ 413\ W$$

$\dot{W}_{GOP}$ representa la potencia mecánica consumida por la bomba de aceite del incrementador de velocidad, se presume que su valor puede ser despreciable, pero esto se debe verificar calculando previamente la potencia hidráulica producida por dicha bomba ($\dot{W}_{H\ GOP}$):

$$\dot{W}_{H\ GOP} = \Delta P_{GO}.\dot{V}_{GO}$$

$$\Delta P = P_{salida} - P_{emtrada}$$

El valor de $\dot{V}_{GO}$ se calcula fácilmente con $\dot{m}_{GO}$ y la densidad del aceite; por otro lado, para calcular el incremento de presión "ΔP" se requiere conocer las presiones de entrada y salida de la bomba de aceite. La presión a la salida es monitoreada permanentemente con un manómetro, en promedio es de 40 psi. Por el contrario, la presión a la entrada de la bomba se desconoce. Para averiguar este valor se necesitaría analizar el circuito de aceite del multiplicador. Allí se debería calcular las pérdidas de presión en las cañerías, en el intercambiador de calor, en el filtro de aceite y en el interior de la caja del incrementador de velocidad. Sin embargo se sabe que el valor mínimo posible de presión manométrica a la entrada de la bomba sería 0 psi. Por lo tanto "ΔP" máximo posible sería 40 psi, esto equivale a 275 790 Pa.

$$\dot{W}_{H\ GOP} = 275\ 790\ Pa\ x\ 6{,}9x10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{W}_{H\ GOP} = 190{,}2\ W\ \ (máx)$$

Ahora, para calcular la potencia mecánica $\dot{W}_{GOP}$ se requiere la eficiencia de la bomba de aceite del incrementador; este valor se desconoce, pero antes de desarrollar cálculos posiblemente innecesarios, se puede asumir una eficiencia extremadamente baja como el 40% para evaluar si la potencia mecánica consumida es significativa:

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{salida}}{\dot{W}_{entrada}}$$

$$\eta_{GOP} = \frac{\dot{W}_{H\ GOP}}{\dot{W}_{GOP}}$$

$$\dot{W}_{GOP} = \frac{\dot{W}_{H\ GOP}}{\eta_{GOP}}$$

$$\dot{W}_{GOP} = \frac{190{,}2\ W}{0{,}4}$$

$$\dot{W}_{GOP} = 475{,}5\ W\ \text{(máx)}$$

Ahora se compara el valor obtenido con el valor de la potencia mecánica a la salida del incrementador:

$$\frac{\dot{W}_{GOP}}{\dot{W}_{G-FP}} = \frac{475{,}5\ W}{137\ 253\ W} = 0.00346$$

Expresado de otra forma: $\dot{W}_{GOP} < 0{,}4\%$ de $\dot{W}_{G-FP}$, por lo tanto se concluye que la potencia consumida por la pequeña bomba para aceite del incrementador de velocidad es despreciable.

Con los datos obtenidos, es posible calcular la potencia mecánica de entrada al incrementador de velocidad:

$$\dot{W}_{C-G} = \dot{W}_{G-FP} + \dot{W}_{GOP} + \dot{Q}_{GO}$$

$$\dot{W}_{C-G} = 137\ 253\ + 8\ 413$$

$$\boldsymbol{\dot{W}_{C-G} = 145\ 666\ W}$$

Se puede además calcular la eficiencia del incrementador:

$$\eta_{incrementador} = \frac{\dot{W}_{salida}}{\dot{W}_{entrada}}$$

$$\eta_{incrementador} = \frac{\dot{W}_{G-FP}}{\dot{W}_{C-G}}$$

$$\eta_{incrementador} = \frac{137\ 253\ W}{145\ 666\ W}$$

$$\eta_{incrementador} = 94{,}22\ \%$$

3.5.5. POTENCIA TRANSMITIDA DEL MOTOR AL EMBRAGUE ($\dot{W}_{E-C}$)

Para el análisis, el embrague se considera como un par de discos macizos soldados concéntricamente al eje. Para esta situación se plantean tres relaciones físicas:

a) $\dot{W} = \tau\ \omega$

b) $\tau = I \propto$

c) $I = \frac{1}{2}\ m\ r^2$

La inercia puede ser calculada fácilmente con las dimensiones del embrague y la densidad del material que lo compone. Al observar la ecuación “b” se nota que un cuerpo en rotación debe tener una aceleración angular diferente de cero para que exista un torque y consecuentemente un consumo de potencia mecánica como se indica en la ecuación “c”. Durante la operación normal de las bombas, se eleva el número de rpm y luego se lo mantiene en una cantidad determinada con pequeñas variaciones intrascendentes. Mientras el número de rpm se mantiene, el embrague no consume potencia. Por lo tanto únicamente se tendrá una carga adicional de potencia debido al embrague durante el arranque de los motores. Durante la operación normal si se tendrá un consumo de potencia pero depreciable. Consecuentemente:

$$\boldsymbol{\dot{W}_{E-C}} = \dot{W}_{C-G} = \mathbf{145\ 666\ W}$$

3.5.6. POTENCIA CONSUMIDA POR LA BOMBA DE ACEITE DEL MOTOR ($\dot{W}_{EOP}$)

Esta potencia puede calcularse mediante las ecuaciones [1.10] y [1.17], ambas relacionadas con la potencia hidráulica de la bomba. Para esto se requiere conocer el incremento de presión que produce la bomba de aceite. Idealmente este dato se podría obtener directamente midiendo las presiones justo a la entrada y a la salida de la bomba. Sin embargo, la única medida de la que se dispone es la presión a la entrada del motor que es de 56 psi o 386 106 Pa. A partir de esta medición y considerando todo el circuito del aceite es posible calcular el aporte de presión de la bomba que equivale a la presión medida más la caída de presión total entre la salida de la bomba y el punto de medición. Consecuentemente se requiere calcular las pérdidas de presión entre los dos puntos mencionados:

En la figura **2.6** se muestran los elementos que comprenden el circuito de aceite del motor. La tubería identificada como HTEO es parte de este circuito. La presión conocida que se tiene a la entrada del motor es igual a la presión de salida de la bomba menos la caída total de presión debido a tres efectos:

a) las pérdidas superficiales a lo largo de los 3m de tubería medidos entre la salida de la bomba y la entrada del motor.
b) las pérdidas en accesorios que en este caso se consideran 7 codos a 90°
c) la caída de presión en el intercambiador de calor de aceite del motor por el lado de la coraza o casco que es por donde fluye el aceite.

Cabe resaltar con relación al intercambiador de calor que según las recomendaciones del MSc. Luis Moncada Albitres (citado en la bibliografía), representante de la empresa DPQ del Perú, el agua debe circular por los tubos del intercambiador de calor y el aceite por la coraza, esto con la finalidad de maximizar el coeficiente global de transferencia de calor favoreciendo la turbulencia en el aceite.

a) Pérdidas superficiales en tuberías

Se conocen los siguientes datos:

L 3 m

$\dot{m}$ 3,46 kg/s

D 0,042m

μ 0,03311 kg/ms

ε 0,045 mm (para acero comercial)

Empleando la ecuación [1.34b]:

$$Re = \frac{4\ x\ 3{,}051\ kg/s}{\pi\ x\ 0{,}042m\ x\ 0{,}03311\ kg/ms} = 2\ 793{,}4 \quad \textit{(zona crítica)}$$

Con este valor de Re y una rugosidad relativa de 0,001 se obtiene f del diagrama de Moody del anexo 1:

$$f = 0{,}042$$

Empleando la ecuación [1.39b]:

$$H_{pérd\ superficie} = \frac{8\ f\ L\ \dot{m}^2}{\pi^2\ \rho^2 g\ D^5}$$

$$H_{pérd\ superficie} = \frac{8\ x\ 0{,}042\ x\ 3m\ x\ (3{,}051\ kg/s)^2}{\pi^2\ x\ \left(860\frac{kg}{m^3}\right)^2\ x\ 9{,}8\frac{m}{s^2}\ x\ (0{,}042m)^5} = 1{,}0036\ m$$

Esta altura corresponde a una presión de 9 842 Pa

b) Pérdidas de forma en codos

Se tienen 7 codos a 90°. Con el normograma del anexo 3 se determina que cada codo tiene una longitud equivalente de 1,2m. Por lo tanto los, 7 codos equivalen a 8,2 m de longitud de tubería recta. Entonces se emplea la ecuación [1.41b]:

$$H_{pérd\ forma} = \frac{8\ x\ 0{,}042\ x\ 8{,}2m\ x\ (3{,}051\ kg/s)^2}{\pi^2\ x\ \left(860\frac{kg}{m^3}\right)^2\ x\ 9{,}8\frac{m}{s^2}\ x\ (0{,}042m)^5} = 2.7432\ m$$

Esto corresponde a una pérdida de 26 902 Pa

c) Pérdidas en el intercambiador de calor de aceite del motor

Se conocen los siguientes datos:

P_T	0,007m	d_o	0,006m	$\dot{m}_S$	3,051 kg/s
P_B	0,063m	μ_w	0,01978 kg/ms	D_S	0,112m
N_B	5	μ_b	0,03311 kg/ms	ϕ	0,93

Empleando las ecuaciones [1.88] - [1.93]:

$$D_E = 1{,}095\ \frac{(0{,}007m)^2}{0{,}006m} - 0{,}006m = 0{,}0029m$$

$$G_S = \frac{3{,}46\ \frac{kg}{s}}{0{,}063m\ x\ 0{,}112m\ \left(1 - \frac{0{,}006m}{0{,}007m}\right)} = 3\ 027\ \frac{kg}{m^2 s}$$

$$Re = \frac{0{,}0029m\ x\ 3\ 027\ kg/m^2 s}{0{,}03311\ kg/ms} = 265.42$$

$$\phi = \left(\frac{0{,}01978}{0{,}03311}\right)^{0{,}14} = 0{,}93$$

$$f_S = e^{0{,}576 - 0{,}19\ ln\ 265.42} = 0{,}61603$$

$$\Delta P_S = \frac{0{,}61603\ x\ \left(3\ 027\ \frac{kg}{m^2 s}\right)^2\ x\ 0{,}112m\ x\ (5+1)}{2\ x\ 9{,}8\frac{m}{s^2}\ x\ 860\frac{kg}{m^3}\ x\ 0{,}0029m\ x\ 0{,}93} = 83\ 437\ Pa$$

Con los datos calculados se puede calcular la caída de presión total entre la salida de la bomba de aceite y la entrada del aceite al motor sumando las caídas de presión parciales:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{Pérd\ Sup} + \Delta P_{Pérd\ Forma} + \Delta P_{Int\ calor}$$
$$\Delta P_{tot} = 9\ 842\ Pa + 26\ 902\ Pa + 83\ 437\ Pa$$
$$\Delta P_{tot} = 120\ 181\ Pa$$

La bomba de aceite succiona el fluido del cárter del motor a una presión manométrica negativa de magnitud despreciable. Consecuentemente la presión que aporta la bomba de aceite al circuito sería igual a la presión medida antes de la entrada al motor más la caída de presión producida entre la salida de la bomba y la entrada al motor:

$$\Delta P_{EOP} = 386\ 106\ Pa + 120\ 181\ Pa$$
$$\Delta P_{EOP} = 506\ 287\ Pa$$

Finalmente, relacionando las ecuaciones [1.10], [1.17] y [1.27], se obtiene una nueva ecuación para calcular la potencia mecánica que consume la bomba de aceite:

$$\dot{W}_{MEC} = \frac{\Delta P\ \dot{m}}{\rho\ \eta}$$
$$\dot{W}_{EOP} = \frac{506\ 287\ Pa\ x\ \ 3{,}051\ kg/s}{860\frac{kg}{m^3}\ x\ 0{,}86}$$
$$\boldsymbol{\dot{W}_{EOP} = 2\ 089\ \ W}$$

3.5.7. POTENCIA CONSUMIDA POR EL VENTILADOR DEL RADIADOR ($\dot{W}_F$)

Por los datos de placa mostrados en la Tabla **2.8** se conoce que la potencia que consumen los ventiladores a 1500 rpm es 23,5 kW. Se emplea la ecuación [1.52] para calcular la potencia que consumen a 1170 rpm, tomando en cuenta que se mantiene el diámetro del ventilador así como la densidad del aire circundante.

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1 \left[\frac{n_2}{n_1}\right]^3 \left[\frac{D_2}{D_1}\right]^5 \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

$$\dot{W}_2 = 23\,500\ x\ \left(\frac{1\,170}{1\,500}\right)^3$$

$$\boldsymbol{\dot{W}_2 = 11\,150\ \ kW}$$

3.5.8. CALOR EXTRAÍDO MEDIANTE EL ACEITE DEL MOTOR $(\dot{Q}_{EO})$

Esta energía que sale del motor puede ser calculada mediante la expresión [1.54], de manera semejante al procedimiento del literal 3.2.2.4. Para esto se necesita conocer las temperaturas de entrada y salida del aceite al motor, que son datos medibles:

$$T_{\ entrada} = 82\ °C \qquad\qquad T_{\ salida} = 89\ °C$$

Luego se debe calcular el calor específico del aceite a la temperatura promedio, que es 84℃. Mediante interpolación de datos de tablas de propiedades termofísicas se ha obtenido:

$$C_p = 2\,148\ \frac{J}{kg\ \ °C}$$

Finalmente se necesita conocer el flujo de aceite. Se procede de la misma manera que para la bomba de aceite del incrementador. La bomba para aceite del motor desmontada se muestra en la figura **3.9**. En la figura **3.10** se muestra cómo se pudo reproducir el perfil de los engranajes en AutoCAD y en la figura **3.11** se indica el área obtenida de 99mm^2. La longitud medida de los engranajes es 86mm. Además se emplea una densidad del aceite de 860 kg/m^3 calculada mediante interpolación de datos de tablas.

Con esta información se calcula el flujo másico teórico de aceite del motor $\dot{m}_{EO(T)}$:

$$\dot{m}_{EO(T)} = 1170\,\frac{\cancel{rev}}{\cancel{min}}\,x\,\frac{\cancel{min}}{60\ s}\,x\,\frac{11\ \cancel{dientes}}{\cancel{rev}}\,x\,\frac{99\ \cancel{mm^2}}{\cancel{diente}}\,x\ 76\ \cancel{mm}\,\frac{\cancel{m^3}}{1000^3\ \cancel{mm^3}}\,x\,\frac{860\ kg}{\cancel{m^3}}\,x2engr\ x1.31$$

$$\dot{m}_{EO} = 3{,}632\ \frac{kg}{s}$$

Figura 3.9. Bomba para aceite del motor desmontada[86]

[86] Fuente: Desmontaje y fotografía propios

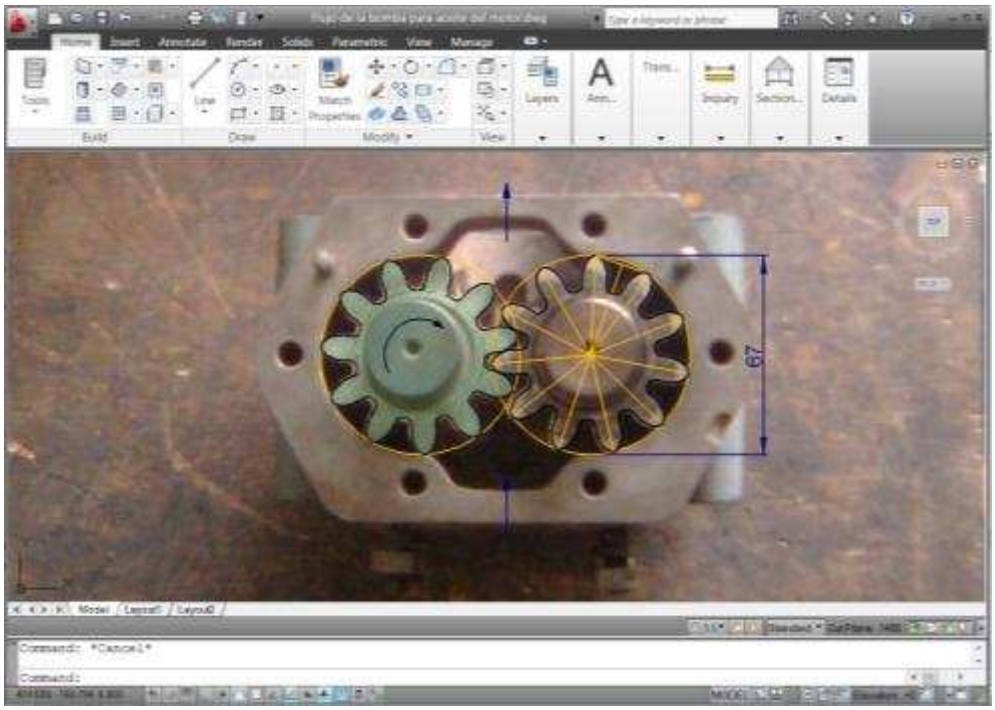


Figura 3.10. Reproducción del perfil de los engranajes de la bomba para aceite del motor en AutoCAD 2011[87]

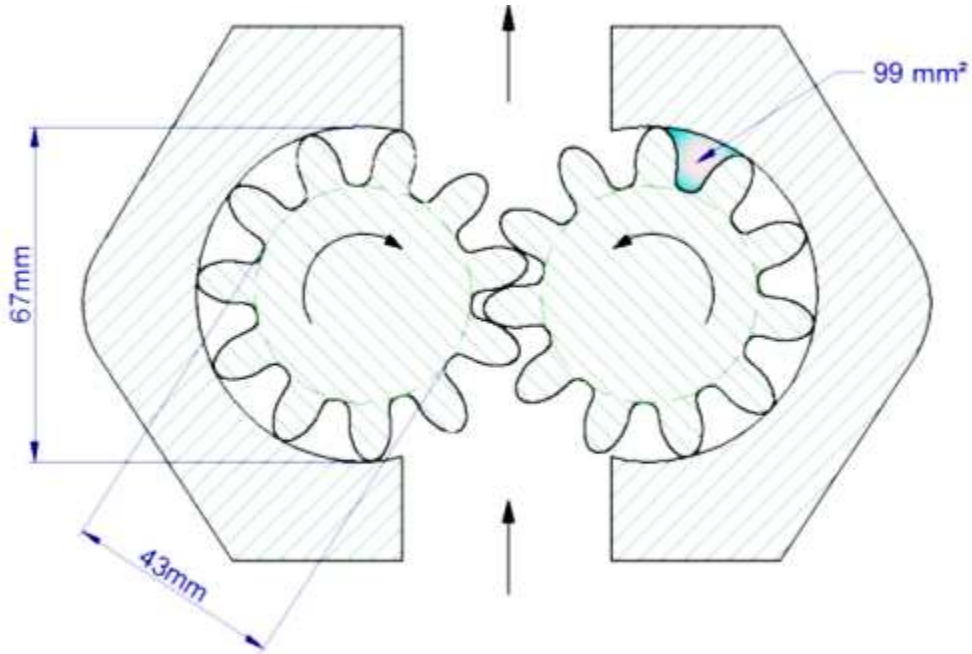


Figura 3.11. Área vacía entre dos dientes de los engranajes de la bomba para aceite del motor[88]

[87] Fuente: Desarmado y fotografía propios
[88] Fuente: Dimensiones promedio obtenidas de 10 mediciones tomadas en la bomba desarmada con calibrador tipo pie de rey de precisión 0,02mm, Realización propia

Se considera una eficiencia volumétrica de 84%, esto considerando los valores comunes de eficiencia para bombas de engranajes con características semejantes. Por lo tanto:

$$\dot{m}_{EO} = \eta \ \dot{m}_{EO(T)}$$

$$\dot{m}_{EO} = 0{,}84 \ x \ 3{,}632 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{EO} = 3{,}051 \ \frac{kg}{s}$$

Con los datos calculados se procede a determinar la tasa de transferencia de calor extraído del multiplicador, con base en la ecuación [1.54]:

$$\dot{Q}_{EO} = \dot{m}_{EO} \ . \ \Delta T_{EO} \ . C_{p_{EO}}$$

$$\dot{Q}_{EO} = 3{,}051 \frac{\cancel{kg}}{s} \ x \ (89 - 82) \cancel{°C} \ x \ 2148 \ \frac{J}{\cancel{kg} \ \cancel{°C}}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{EO} = 45\,874 \ W}$$

3.5.9. CALOR EXTRAÍDO MEDIANTE EL AIRE QUE ATRAVIESA EL MOTOR ($\dot{Q}_A$)

Como se muestra en la figura **3.12**, el aire que atraviesa el motor es tomado del ambiente a la presión atmosférica. Ingresa al sistema pasando por un filtro para de allí ser comprimido por la acción del turbocompresor en donde eleva su presión así como su temperatura. Entones llega a los cilindros del motor para participar en la combustión junto al combustible que es inyectado; en este sitio es calentado y luego expulsado por el múltiple de escape hacia el turbocompresor en donde su energía de flujo se emplea para pre-comprimir al aire nuevo que ingresa al sistema.

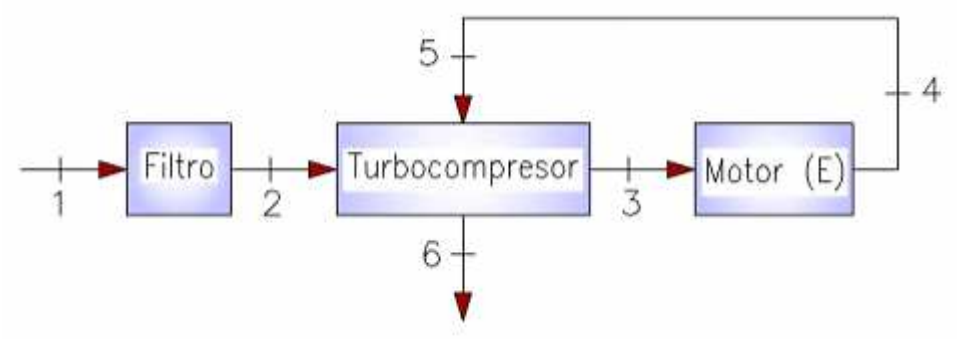


Figura 3.12. Circuito del aire que atraviesa el motor[89]

De la figura **3.12** se conocen los siguientes datos:

$T_1 \approx T_2 = 18$ ℃

$T_3 = 64$ ℃ (337 K)

$T_4 = 515$ ℃

$P_{abs\,1} = 70\,527$ Pa

$P_{abs\,2} = 63\,630$ Pa

$P_{abs\,3} = 124\,110$ Pa

En cuanto a las características del motor disponibles en el manual, se conoce:

N = 8 cilindros

$s_{carrera} = 180mm$

$D_{émbolo} = 160mm$

Con esta información se calcula el flujo volumétrico teórico de aire a través del motor tomando en cuenta que en cada revolución del motor se desplaza un volumen equivalente a la capacidad de cuatro cilindros:

$$\dot{V}_{teórico} = 4\ cilindros\ x \left(\pi\ x\ \frac{0{,}16^2}{4}\ x\ 0{,}18\right) \frac{m^3}{cilindro}\ x\ 1170\ \frac{rev}{min}$$

$$\dot{V}_{teórico} = 16{,}93\ \frac{m^3}{min}$$

[89] Fuente: Realización propia

Se debe anotar que el aire que ingresa al motor se mezcla con el combustible por lo que en el escape se tiene los productos de la combustión combinados con el aire y consecuentemente un flujo másico de gases superior al aire que ingresa. Sin embargo el flujo de combustible es mucho menor que el de aire, por lo que esta fuga de calor es despreciable.

El flujo volumétrico real se obtiene considerando la eficiencia volumétrica del motor que es de 85%:

$$\dot{V} = 16{,}93\ \frac{m^3}{min}\ x\ 0{,}85$$

$$\dot{V} = 14{,}396\ \frac{m^3}{min}$$

Para calcular el flujo másico de aire se requiere conocer la densidad, la cual a su vez es altamente dependiente de la presión y la temperatura ya que se trata de un fluido compresible. Para esto se considera al aire como un gas ideal y se emplea la ecuación [1.24b]:

$$P\ = \rho\ R\ T$$

$$\rho\ =\ \frac{P_{abs\ 3}}{R\ T_3}$$

$$\rho\ =\ \frac{124\ 110\ Pa}{R\ 337\ K}$$

$$\rho\ =\ \frac{124\ 110\ Pa}{287 \frac{J}{kg\ K}\ x\ 337\ K}$$

$$\rho\ = 1{,}2832\ \frac{kg}{m^3}$$

Conocida la densidad, se calcula el flujo másico con base en la ecuación [1.27]:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$\dot{m} = \rho\ \dot{V}$$

$$\dot{m}_A =\ 1{,}2832\ \frac{kg}{m^3}\ x\ 14{,}396\ \frac{m^3}{min}\ x\ \frac{min}{60s}$$

$$\dot{m}_A = 0{,}3079\frac{kg}{s}$$

Finalmente se calcula el flujo de calor extraído del motor por el aire que lo atraviesa empleando la ecuación [1.54]. Se emplea el calor específico del aire a volumen constante a la temperatura promedio entre la entrada y la salida que es 289,5 ℃:

$$\dot{Q}_A = 0{,}3079\frac{kg}{s}\ x\ 756\ \frac{J}{kg\ °C}\ (515 - 64)°C$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_A = 104\ 980\ W}$$

3.5.10. CALOR TRANSFERIDO HACIA PISO POR CONDUCCIÓN ($\dot{Q}_{cond}$)

El calor que sale del motor en dirección hacia el piso se transfiere por conducción a través de cuatro vigas de soporte, como se muestra en la figura **3.13.**

Se pudo medir las temperaturas promedio en la superficie del motor y en los extremos inferiores de las vigas, así como las características geométricas de las vigas tipo IPN. Esta información se muestra en la figura **3.14**.

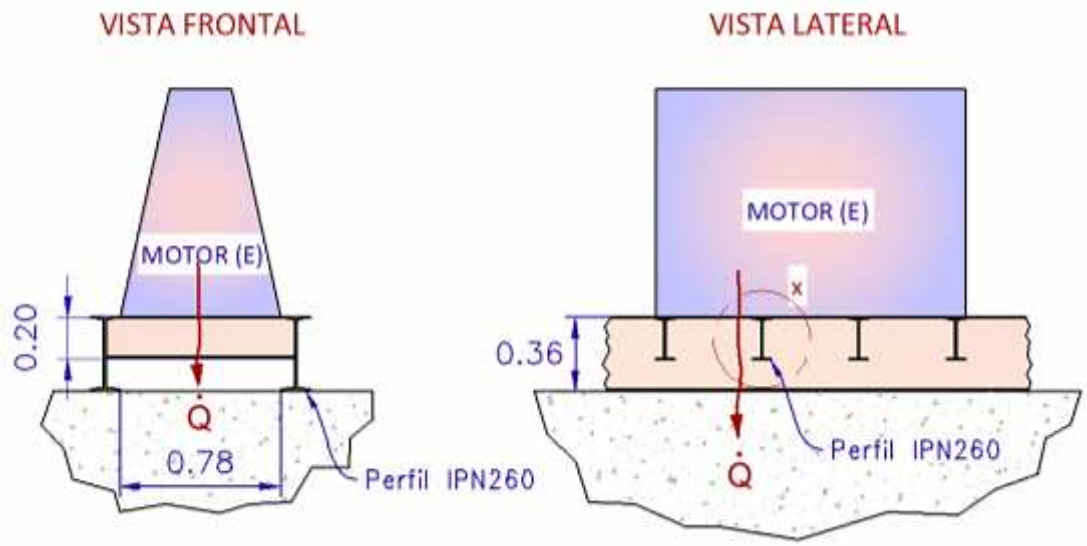


Figura 3.13. Calor transferido hacia el piso por conducción, Dimensiones en [m][90]

Mediante un análisis simplificado, se considera que el calor se transfiere de manera unidireccional a lo largo del alma de la viga de espesor constante de 7,5mm, una altura de 200mm y una longitud de 0,78m. Con estos datos se calcula el flujo de calor a través de las 4 vigas mediante la ecuación [1.55], considerando el coeficiente de transferencia de calor "k" del acero estructural ordinario:

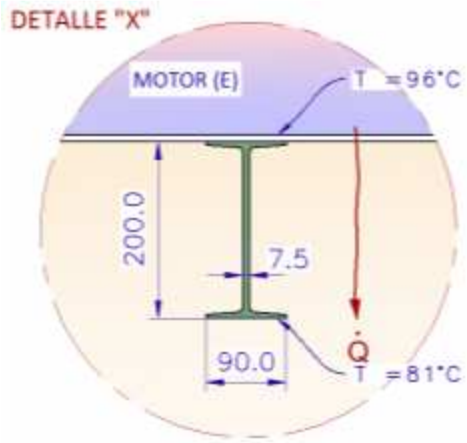


Figura 3.14. Calor transferido hacia el piso por conducción a través de una viga, Dimensiones en [mm][85]

[90] Fuente: Realización propia

$$\dot{Q}_{cond} = -\,k\,A\,\frac{\Delta T}{\Delta x}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 4\,x\left[-\,60.5\,\frac{W}{m\,°C}\,x\,(0{,}0075m\,x\,0{,}78m)\,x\,\frac{(81-96)°C}{0{,}2m}\right]$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{cond} = 106\,W}$$

Es notable que esta pérdida de calor es mínima.

3.5.11. CALOR TRANSFERIDO AL AMBIENTE POR CONVECCIÓN ($\dot{Q}_{conv}$)

Para los cálculos inmediatamente a continuación se considera a la superficie externa del motor expuesta a convección como un prisma rectangular de dimensiones generales conocidas y mostradas en la figura **3.15**. Se conocen los siguientes datos:

T_∞ = 18 ℃; T_s = 96 ℃; n = 1170 rpm; D = 1,2 m

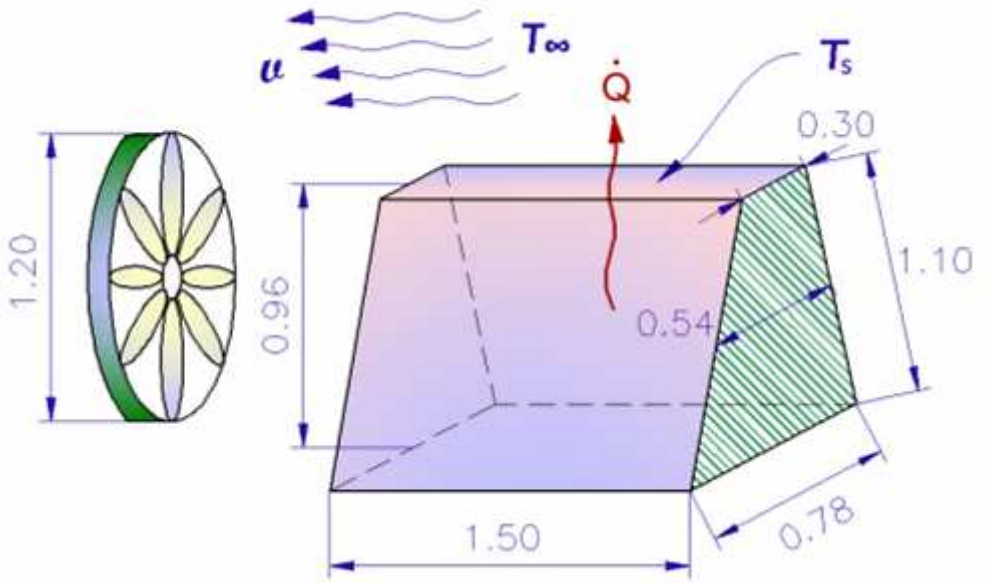


Figura 3.15. Calor transferido al ambiente por convección, Dimensiones en [m][91]

Se requiere conocer el caudal de aire desplazado por el ventilador. Para esto se han tomado datos reales de las características de un ventilador comercial del fabricante "Nimbus", el modelo GLF-48 Extractor Axial Industrial. Empleando esta

[91] Fuente: Realización propia

información, se procede a calcular el caudal de los ventiladores instalados en el sistema mediante la ecuación [1.52].

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \ \frac{n_2}{n_1} \ \left[\frac{D_2}{D_1}\right]^3$$

$$\dot{V}_2 = 12{,}36 \ \frac{m^3}{s} \ x \ \frac{1\ 170}{480} \ \left[\frac{1{,}2}{1{,}22}\right]^3$$

$$\dot{V}_2 = 28{,}67 \ \frac{m^3}{s} \qquad \text{(para un flujo libre)}$$

Este caudal calculado se produciría durante un flujo libre del aire a través del ventilador. Sin embargo, para el caso estudiado, dicho flujo es obstruido por la superficie aleteada del radiador, generando una diferencia de presión entre la entrada y la salida del ventilador. Esta diferencia de presión para el caso del ventilador comercial considerado es del orden de 90 Pa y produce una reducción en el flujo del 40%. A partir de esta referencia, se calcula el flujo resultante para los ventiladores del sistema de enfriamiento instalado:

$$\dot{V}_2 = 28{,}67 \ \frac{m^3}{s} \ x \ 0{,}60$$

$$\dot{V}_2 = 17{,}2 \ \frac{m^3}{s} \qquad \text{(Para un flujo obstruido)}$$

Luego se calcula la velocidad media mediante la ecuación [1.26]:

$$v = \frac{\dot{V}}{A}$$

$$v = \frac{17{,}2 \ \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi \ x \ (1{,}2 \ m)^2}{4}}$$

$$v = \ 15{,}13 \ \frac{m}{s}$$

Empleando las propiedades del aire a la temperatura de película T_f mostradas en el **ANEXO 6**, se continúa:

$$T_f = \frac{18 + 96}{2} = 57°C$$

Aplicando la ecuación [1.34c]:

$$Re = \frac{15{,}13\ \frac{m}{s}\ x\ 1.5\ m}{18{,}932\ x\ 10^{-6}\ \ \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 1{,}199\ x\ 10^6$$

Se calcula Nu mediante la ecuación [1.75] y mediante la ecuación [1.74] se calcula el coeficiente de convección:

$$Nu = 0{,}0296\ Re^{\frac{4}{5}}\ Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 0{,}0296\ x\ (1{,}199\ x\ 10^6)^{\frac{4}{5}}\ x\ (0{,}7028)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 1\ 919{,}5$$

$$h = \frac{Nu\ k}{L}$$

$$h = \frac{1\ 919{,}5\ x\ \ 0{,}02852\ \frac{W}{m\ °C}}{1{,}5m}$$

$$h = 36{,}496\ \frac{W}{m^2\ °C}$$

Una vez conocido “h”, se calcula el flujo de calor por convección mediante la ecuación [1.56]:

$$\dot{Q}_{conv} = h.A.(T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{conv} = 36{,}496\ \frac{W}{m^2\ °C}\ x\ 4{,}27\ m^2 x\ (96 - 18)°C$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{conv} = 12\ 151\ W}$$

En este último cálculo, el área de 4,34 m^2 se ha determinado en función de las dimensiones mostradas en la figura **3.15**, excluyendo la convección a través de la pared opuesta al ventilador (superficie rayada en el lado derecho). Esto se debe a que la velocidad del aire sobre aquella superficie es muy inferior a la velocidad en las otras caras del motor, consecuentemente en este sitio se tiene una transferencia de calor despreciable. Lógicamente, tampoco se considera la

convección a lo largo de la superficie inferior del motor en donde la velocidad de aire es aún menor.

3.5.12. CALOR TRANSFERIDO AL AMBIENTE POR RADIACIÓN ($\dot{Q}_{rad}$)

Se conocen las temperaturas de la superficie del motor y del aire alrededor. El área que se considera expuesta a radiación esta constituida por todas las caras del motor excluyendo la cara inferior y es igual a 4,79m^2. Por otro lado, según los investigadores Incropera F., DeWitt D. y Lienhard J., la emisividad de una superficie metálica recubierta con pintura de color blanco es de 0,93.

Con esta información se calcula el calor neto que escapa por radiación mediante la ecuación [1.57]:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon . \sigma . A . (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0{,}93\ x\ 5{,}67\ x\ 10^{-8} \frac{W}{m^2\ K^4}\ x\ 4{,}79 m^2\ x\ (396^4 - 291^4)\ K^4$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{rad} = 4\ 400\ W}$$

3.5.13. ENERGÍA DE ENTRADA AL MOTOR ($\dot{Q}_D$)

El medio de ingreso de energía al motor es el combustible. La cantidad de energía que aporta el diesel 2 se calcula con base en su poder calorífico inferior ya que para este caso no se aprovecha el calor de vaporización del agua contenida en el diesel. Se toma el PC_{inf} del diesel registrado en las hojas de datos disponibles en la Unidad de Transporte del Poliducto Q-A-R, su valor es 42 652 kJ/kg.

Por otro lado, se conoce que cada motor consume un promedio de 11 galones de combustible por cada hora que permanece en operación normal con un promedio de 1140 rpm. Para continuar haciendo los cálculos referidos al punto crítico de funcionamiento del motor, se requiere conocer el consumo de combustible a 1170 rpm. Para esto se calcula la potencia hidráulica promedio producida por la bomba de combustible a 1140 rpm mediante la relación de semejanza [1.49] :

$$\frac{n_2}{n_1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1}}$$

De donde:

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

$$\dot{W}_2 = 90\,587\ W\ x\ \left(\frac{1140}{1170}\right)^3$$

$$\dot{W}_2 = 83\,796\ W$$

Luego se considera una relación directamente proporcional entre el consumo de combustible del motor y la potencia hidráulica producida en la bomba de combustible y se estima el consumo de combustible a 1170 rpm:

$$Consumo_{(@\ 1170rpm)} = 11\ \frac{gal}{h}\ x\ \frac{90\,587\ W}{83796\ W}$$

$$Consumo_{(@\ 1170rpm)} = 11{,}89\ \frac{gal}{h}$$

Estos últimos datos obtenidos resumen en la tabla **3.11**.

Tabla 3.11. Resumen de datos de semejanza para cálculo del consumo de combustible

SUBÍNDICE	1	2
$n\ \ (rpm)$	1 170	1140
$\dot{W}_h\ \ (W)$	90 587	83 795
$Consumo\ \left(\frac{gal}{h}\right)$	11,89	11

Finalmente, se calcula la energía total suministrada al motor a través del combustible a partir de su poder calorífico:

$$\dot{Q}_D = 11{,}89\ \frac{gal}{h} x \frac{3{,}785\ l}{gal} x \frac{m^3}{1\,000\ l} x \frac{849\ kg}{m^3} x \frac{42\,652\,000\ J}{kg} x \frac{h}{3\,600\ s}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_D = 452\,681\ W}$$

3.5.14. CALOR EXTRAÍDO MEDIANTE EL AGUA DE ENFRIAMIENTO ($\dot{W}_{WP}$) Y POTENCIA CONSUMIDA POR LA BOMBA DE AGUA DEL MOTOR ($\dot{Q}_W$)

Tanto el calor extraído mediante el agua como la potencia consumida por la bomba de agua dependen del flujo másico de este líquido. Es así que pueden ser calculados simultáneamente mediante el siguiente sistema de ecuaciones:

a) $\dot{Q}_W + \dot{W}_{WP} = E_{entra\ al\ motor} - E_{sale\ del\ motor}$

b) $\dot{Q}_W = \dot{m}_W\ C_p\ \Delta T$

c) $\rho = \frac{\dot{m}}{V}$

d) $\dot{W}_{WP} = \frac{\dot{V}\ \Delta P}{\eta}$

De las ecuaciones indicadas, los datos conocidos se muestran en la tabla **3.12**. Por otro lado, la energía (E) total que ingresa al motor se debe al combustible que ingresa, en cambio que la energía que sale del mismo tiene varias vías de escape. Un resumen de las energías calculadas hasta este punto se muestra en la tabla **3.13**.

Tabla 3.12. Datos para los cálculos energéticos del flujo de agua al motor[92]

	T (°C)	PRESIÓN MANOMÉTRICA (Pa)
Entrada a la bomba	83	27 578
Salida de la bomba	88	117 210
Incremento	5	89 632

[92] Fuente: Datos medidos con manómetros de bourdon con capacidad de 40 psi

Tabla 3.13. Flujos de energía calculados

SÍMBOLO	VALOR (W)	SUMATORIA (W)	ENTRADA (+) / SALIDA (-)
$\dot{Q}_D$	452 681	452 681	(+)
$\dot{Q}_A$	104 980	326 416	(-)
$\dot{Q}_{EO}$	45 874		
$\dot{Q}_{cond}$	106		
$\dot{Q}_{conv}$	12 151		
$\dot{Q}_{rad}$	4 400		
$\dot{W}_{E-C}$	145 666		
$\dot{W}_{EOP}$	2 089		
$\dot{W}_F$	11 150		
$E_{entra\ al\ motor} - E_{sale\ del\ motor}$		126 265	

Remplazando las ecuaciones a, b y c en la ecuación d y despejando el flujo másico, se obtiene:

$$\dot{m}_w = \frac{E_{entra\ al\ motor} - E_{sale\ del\ motor}}{C_p\ \Delta T + \frac{\Delta P}{\eta\ \rho}}$$

$$\dot{m}_w = \frac{126\ 265\ W}{4\ 202\ \frac{J}{kg°C}\ x\ (88-83)°C + \frac{89632\ Pa}{0{,}55\ x\ 968\ \frac{kg}{m^3}}}$$

$$\dot{m}_w = 5{,}962\,\frac{kg}{s}$$

Remplazando el flujo obtenido en las ecuaciones b y d, se obtiene:

$$\dot{Q}_W = \mathbf{125\ 261\ W}$$

$$\dot{W}_{WP} = \mathbf{1004\ W}$$

3.6. RESUMEN DE DATOS CALCULADOS MEDIANTE EL BALANCE DE ENERGÍA

En la figura **3.16** se muestran cada una de las potencias y tasas de transferencia de calor obtenidas para el grupo de bombeo 603. Todas las cantidades se expresan en vatios [W]. En la tabla **3.14** se han incluido las páginas en donde se pueden localizar rápidamente los procedimientos de cálculo de cada uno de los valores mostrados.

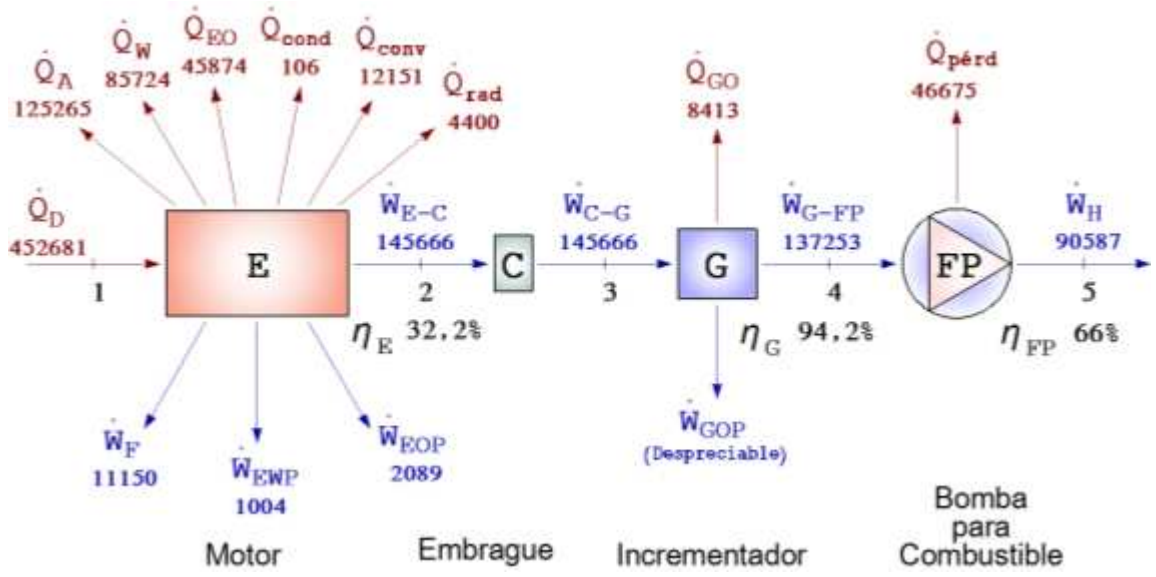


Figura 3.16. Resumen gráfico de datos calculados mediante el balance de energía. Valores expresados en vatios [W][93]

Luego, conviene concentrar la atención en el balance de energía del motor, para así poder distinguir las vías de salida de calor más relevantes. Los datos obtenidos del balance de energía del motor se muestran resumidos y ordenados de manera descendente en la figura **3.17**.

[93] Fuente: Realización propia

Tabla 3.14. Ubicación de los cálculos para cada valor obtenido en el balance de energía

SÍMBOLO	SIGNIFICADO	PÁGINAS
$\dot{Q}_A$	Calor liberado al aire por los gases de escape	139
$\dot{Q}_{cond}$	Calor liberado por conducción	142
$\dot{Q}_{conv}$	Calor liberado por convección	144
$\dot{Q}_D$	Calor añadido por medio del diesel	147
$\dot{Q}_{EO}$	Calor extraído mediante el aceite del motor	136
$\dot{Q}_{pérd}$	Calor de pérdidas transferido al combustible	126
$\dot{Q}_{GO}$	Calor transferido al aceite del incrementador de velocidad	127
$\dot{Q}_{rad}$	Calor liberado por radiación	147
$\dot{Q}_w$	Calor extraído mediante el agua	149
$\dot{W}_{C-G}$	Potencia transmitida del embrague al incrementador de velocidad	126
$\dot{W}_{EOP}$	Potencia entregada a la bomba de aceite del motor	132
$\dot{W}_{EWP}$	Potencia entregada a la bomba de agua del motor	149
$\dot{W}_{E-C}$	Potencia transmitida del motor al embrague	131
$\dot{W}_F$	Potencia entregada al ventilador	135
$\dot{W}_{GOP}$	Potencia entregada a la bomba de aceite del incrementador de velocidad	129
$\dot{W}_{G-FP}$	Potencia transmitida del incrementador de velocidad a la bomba para transporte de combustible	124
$\dot{W}_H$	Potencia hidráulica a la salida de la bomba para transporte de combustible	122

3.6.1. FLUJO MÁSICO DE AGUA A TRAVÉS DE LA BOMBA HEWP

Se conocen las presiones de entrada y salida de la bomba: $P_{entrada}$= 2 psig y P_{salida}= 27 psig. Por lo tanto, la bomba produce una cabeza dinámica total de 25 psid. Esto corresponde a 17,58 mca. Con este dato se pudo acceder a la curva característica de la bomba para un impulsor con diámetro 190mm y velocidad 1800 rpm, que son las condiciones correspondientes a la bomba instalada. De dicha curva se obtienen dos datos:

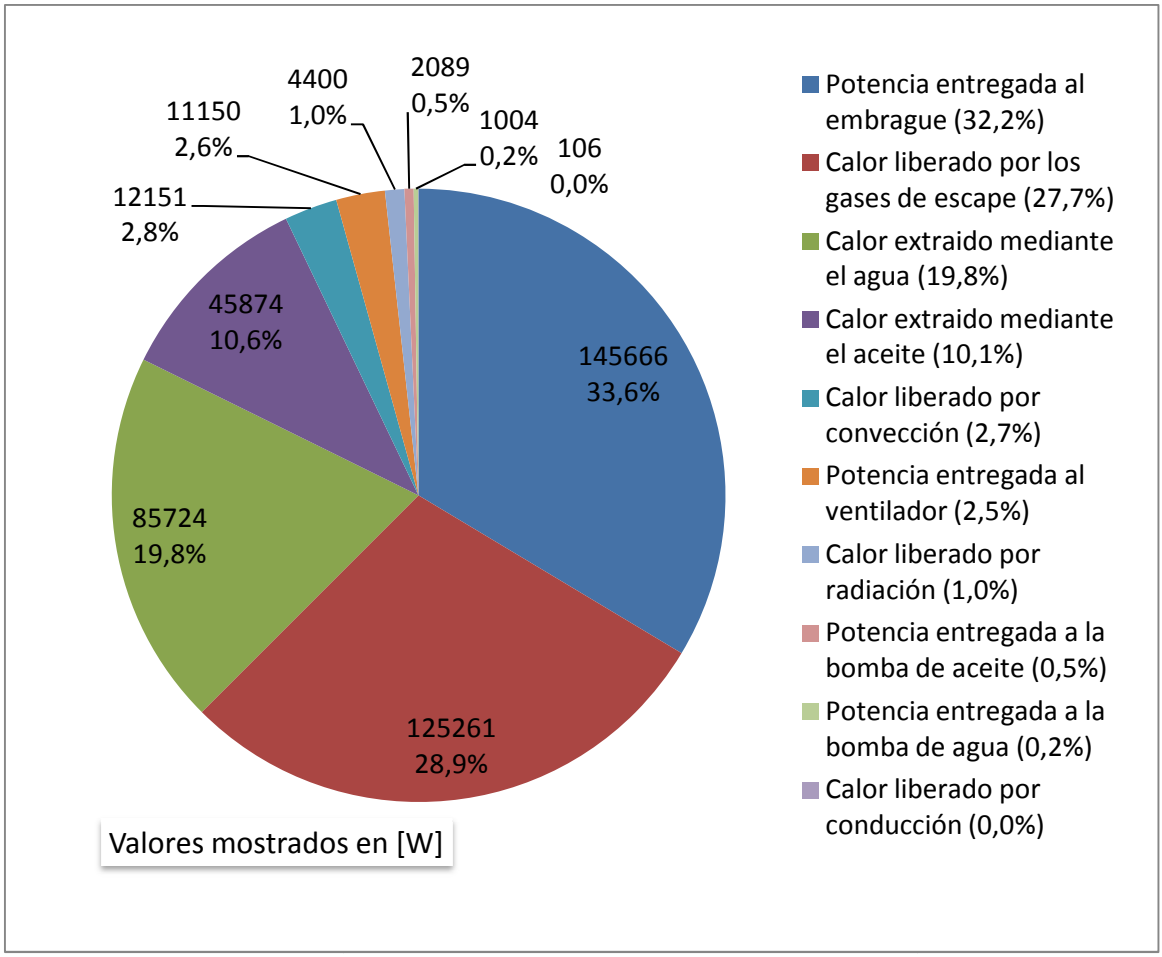


Figura 3.17. Energía que sale del motor[94]

Luego, se calcula el flujo másico:

[94] Fuente: Realización propia

3.6.2. CALOR AÑADIDO AL AGUA POR LA BOMBA HEWP

La diferencia entre la potencia mecánica de entrada a la bomba y la potencia hidráulica entregada al fluido permite estimar el calor añadido debido a las pérdidas. La potencia hidráulica se calcula mediante al ecuación [1.10]:

$$\dot{W}_h = P\,\dot{V}$$

$$\dot{W}_h = 172\,396\ Pa\ x\ 0{,}004417\,\frac{m^3}{s}$$

$$\dot{W}_h = 762\ W$$

A partir de la definición de eficiencia mecánica de una bomba, se deduce la siguiente expresión para calcular el calor añadido al agua:

$$\dot{Q} = \dot{W}_h\ x\ \left(\frac{1}{\eta} - 1\right)$$

$$\dot{Q} = 762\ W\ x\ \left(\frac{1}{0{,}69} - 1\right)$$

$$\boldsymbol{\dot{Q} = 343\ W}$$

El incremento de temperatura debido a este calor se calcula mediante la ecuación [1.54]. Se obtiene un aumento de 0,02℃, lo cual es insignificante.

3.7. SIMULACIÓN

3.7.1. TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Mediante las características geométricas y propiedades físicas de los materiales de los intercambiadores de calor, manteniendo constante el flujo y temperaturas del aceite, es posible calcular la transferencia de calor resultante para diferentes valores de flujo de agua. Las ecuaciones aplicables y los procedimientos se han descrito en el primer capítulo. Por otro lado se investigó sobre programas computacionales que permitan llevar a cabo estos cálculos más rápidamente. Se

encontraron resultados válidos mediante dos programas comerciales “S&THex” del programador Aljundi K. y “Shell and Tube Heat Exchanger” del programador “KamLex”, sin embargo se obtuvieron resultados de gran exactitud mediante un programa en línea gratuito disponible en el sitio: http://www.engineeringpage.com. Los resultados obtenidos mediante este programa se comprobaron con las ecuaciones propuestas por Incropera F., DeWitt D., Bell y Kern, Entonces se comprobó la validez de sus resultados.

Una muestra de la información que se incluye como datos de entrada y los datos calculados en línea se ha incluido en el **ANEXO 8**.

3.7.1.1. Intercambiador de calor para el aceite del motor

Con la finalidad de obtener una idea global de la operación de cada intercambiador de calor, se ha desarrollado la curva de flujo de calor resultante en función del flujo másico de agua con base en los datos calculados en línea. Los resultados se muestran en la figura **3.18**.

3.7.1.2. Intercambiador de calor para el aceite del incrementador

De manera análoga se desarrolló la curva para el intercambiador de calor para aceite del incrementador de velocidad que se muestra en la figura **3.19**.

3.7.2. FLUJOS EN CADA UNA DE LAS TUBERÍAS DEL CIRCUITO HEWC

Como se evidencia en las figuras **3.18** y **3.19**, el calor transferido en cada intercambiador de calor es función del flujo de agua que lo atraviesa. Por lo tanto se requiere conocer el flujo en cada uno de los intercambiadores. Esto es posible calcular con base en la teoría de las pérdidas de presión en sistemas de bombeo debido al rozamiento en las tuberías estudiada en el capítulo uno. En este análisis participa con gran importancia el factor de fricción de la carta de Moody incluida en el anexo **1**.

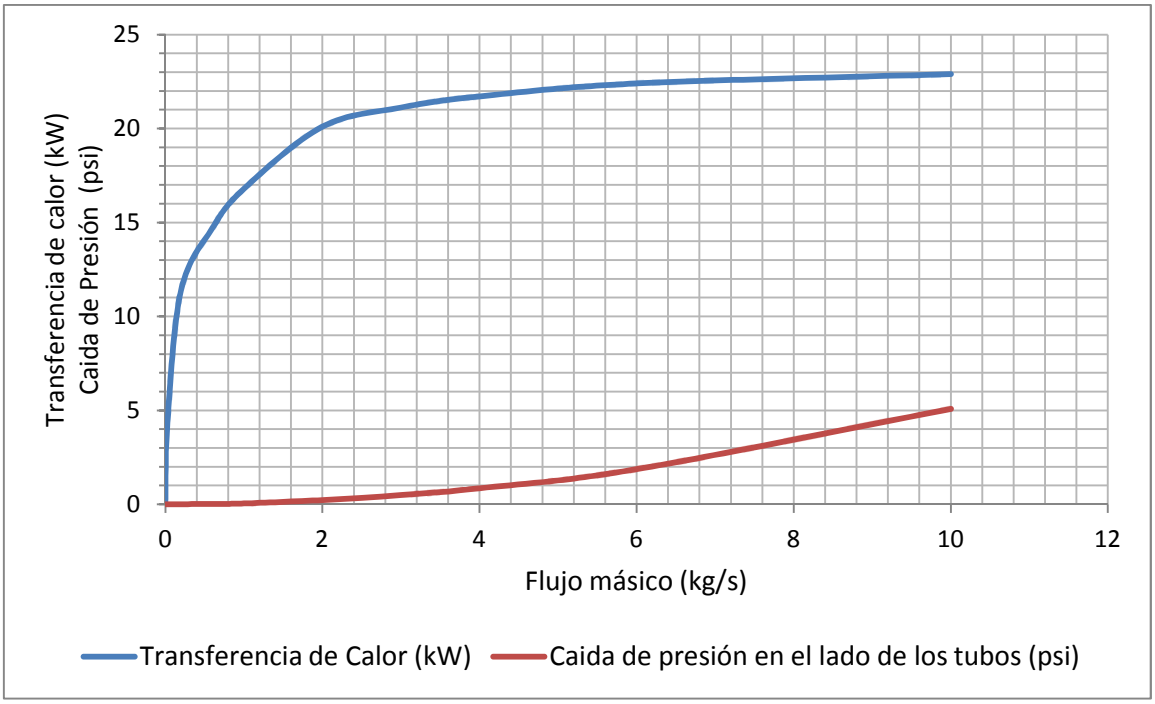


Figura 3.18. Curva de Transferencia de calor en el intercambiador de calor para el aceite del motor en función del flujo másico del agua que o atravieza por los tubos. El flujo de aceite que atravieza la coraza se mantiene constante[95]

Para el circuito HEWC, el cálculo de cada uno de los flujos de agua resulta un proceso iterativo de una complejidad tal que pretender desarrollarlo manualmente resulta no viable. Consecuentemente, se investigaron varios sistemas informáticos con el objetivo de encontrar el programa más adecuado al circuito analizado. Se estudiaron tres programas:

- Pipe flow 3D, v. 2002
- AFT Impulse 4.0, v. 2011
- Pipe Flow Expert, v. 2010

Se encontró una interface amigable en Pipe Flow 3D. El ingreso de datos y la simulación en sí resultaron sencillos. Sin embargo en este programa el flujo másico en las tuberías es necesariamente un dato de entrada, mientras que las

[95] Fuente: Realización propia

caídas de presión en as tuberías constituyen datos de salida. Consecuentemente no ha sido útil para este caso.

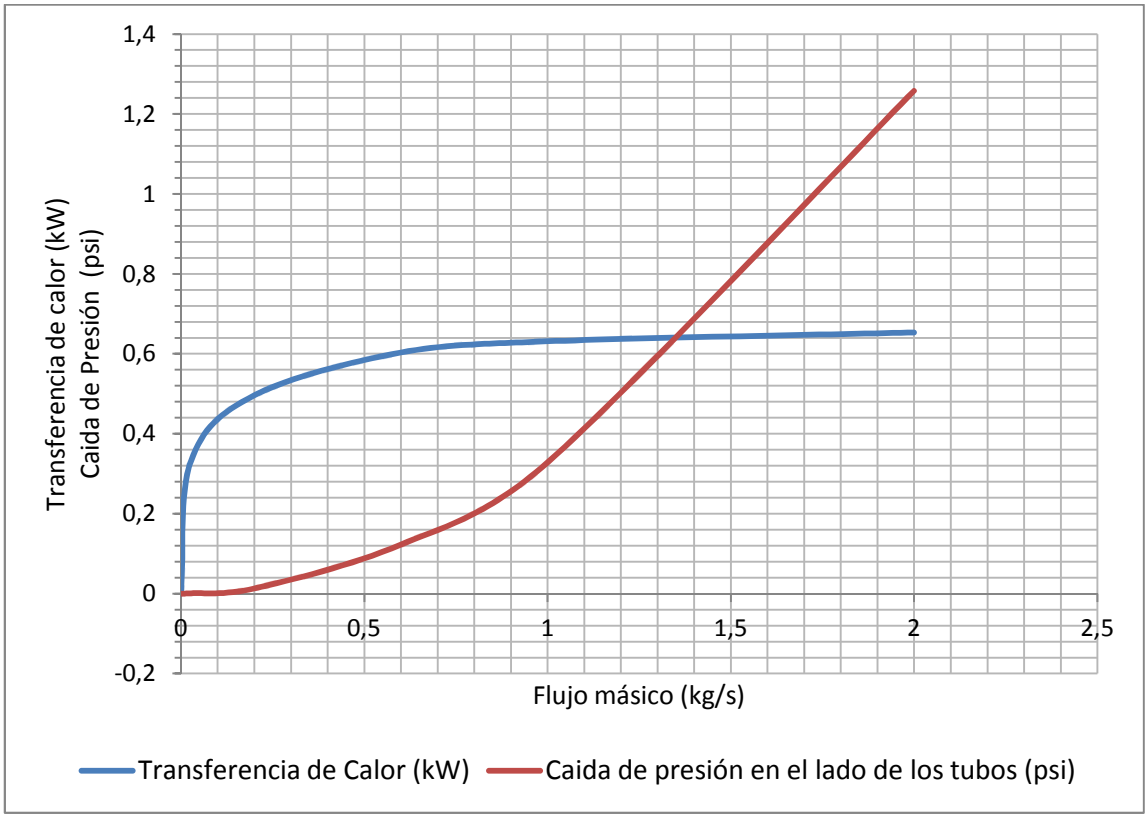


Figura 3.19. Curva de Transferencia de calor en el intercambiador de calor para el aceite del incrementador de velocidad en función del flujo másico del agua que o atravieza por los tubos. El flujo de aceite que atravieza la coraza se mantiene constante[96]

En el caso AFT Impulse, se encontró gran versatilidad en la información de entrada, así como una valiosa base de datos con tablas de las propiedades termofísicas de varios fluidos comunes en problemas de ingeniería. Adicionalmente se observó que permite un análisis muy completo de sistemas de bombeo en estado transitorio acompañado de una salida de resultados en forma gráfica de acuerdo a la información que sea requerida, ya sean, flujos, caídas de presión, carga total dinámica, altura de bombeo, velocidades lineales de flujo, entre otras. Una ligera desventaja de este programa ha sido que no permite el dibujo del circuito en 3D, sino que se ingresa únicamente un esquema del circuito.

[96] Fuente: Realización propia

Finalmente se estudió el programa Pipe Flow Expert 2010. Se encontró una buena interface gráfica, versatilidad de los datos de entrada y una salida de resultados rápida y visualmente simplificada con una escala de colores de acuerdo a los valores de la variable que se desee observar. Adicionalmente, al igual que en el caso de los otros programas se encontró una base de datos completa con las constantes de pérdida de carga en accesorios para una gran variedad de accesorios con numerosos diámetros nominales comunes en tuberías. El cuadro de diálogo para la selección de los accesorios disponible en el programa se muestra en la figura **3.20**.

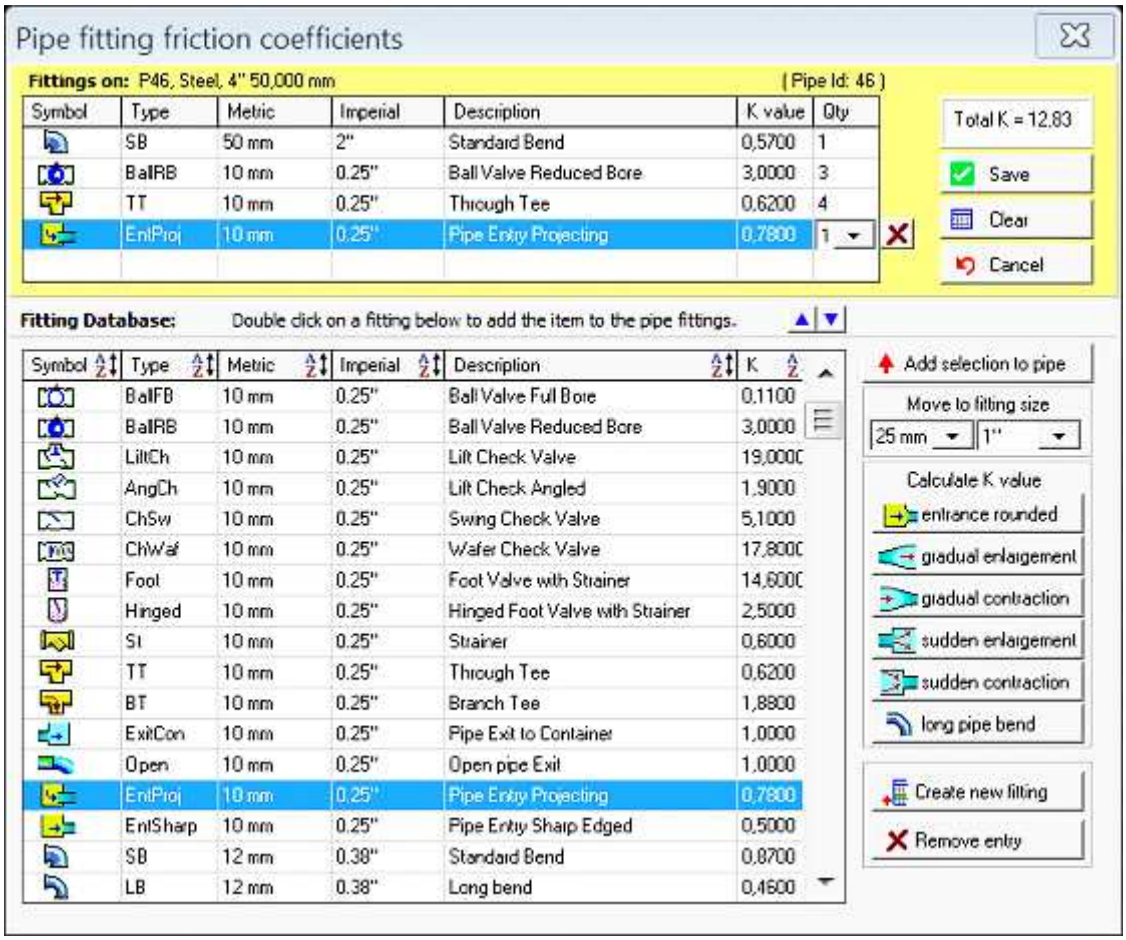


Figura 3.20. Accesorios de la base de datos del programa Pipe Flow Expert v. 2010

Se escogió emplear Pipe Flow Expert para la simulación. Se desarrolló el gráfico del sistema de enfriamiento con las longitudes y diámetros de tubería medidos y las alturas de cada uno de los puntos del circuito. Los intercambiadores de calor así como los radiadores se ingresan a la simulación como dispositivos con una

caída de presión variable en función del flujo, para esto se requiere ingresar al programa la curva que refleje esta relación. Entonces se desarrollaron tablas respectivas para cada uno de los dispositivos mediante la información entregada por el programa de intercambiadores de calor en línea mencionado previamente.

A continuación se muestran las tablas obtenidas:

Tabla 3.15. $\Delta P_{\mathrm{EHE}} = f()$

H (psi)	0	0,034	0,135	0,309	0,524	0,791	1,11
□ (kg/s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3

Tabla 3.16. $\Delta P_{GHE} =$ f (□)

H (psi)	0	0,026	0,116	0,247	0,422	0,641
□ (kg/s)	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1

Tabla 3.17. $\Delta P_{Radiador} =$ f (□)

H (psi)	0	0,679	1,377	2,095	2,831	4,059	6,688
□ (kg/s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3

Los datos de estas tablas pasan a ser introducidos en Pipe Flow Expert en cuadro de diálogo como el que se muestra en la figura **3.21**.

En la figura **3.22** se muestran los principales datos que se ingresaron al programa:

- longitudes de cada una de las tuberías
- diámetros internos de cada tubo
- alturas de cada uno de los puntos del sistema
- accesorios en las tuberías

Adicionalmente se ingresaron las propiedades del agua, la rugosidad absoluta de la tubería, la presión a la entrada a la bomba HEWP y el flujo másico de agua a través de la misma el cual ya fue calculado previamente.

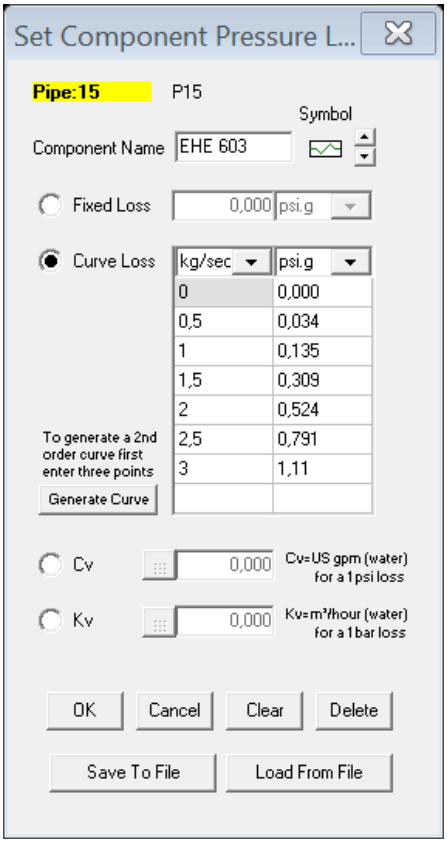


Figura 3.21. Curva de caída de presión en función del flujo másico de agua en el intercambiador de calor para aceite del motor (EHE)

En la figura **3.23** se muestra el circuito HEWC simulado a través de Pipe Flow Expert con los flujos másicos obtenidos en cada punto denotados “mf” y visualizados con una escala de colores indicada en la parte superior. Allí se pueden identificar los flujos másicos de agua en los diferentes dispositivos. Se obtuvieron los siguientes valores en (kg/s):

1,2212

$$\dot{m}_{GHE3} = 0{,}5573$$
$$\dot{m}_{HEWP} = 4{,}4$$

Con esta información se calculan los flujos de masa promedio en los intercambiadores del motor (EHE) y aquellos del incrementador (GHE):

$$\boldsymbol{\dot{m}_{EHE\ promedio} = 0,987\frac{kg}{s}} \quad \text{(Sistema Original)}$$
$$\boldsymbol{\dot{m}_{GHE\ promedio} = 0,48\frac{kg}{s}} \quad \text{(Sistema Original)}$$

Luego, de nuevo empleando el programa para cálculos de intercambiadores de calor en línea se obtienen los siguientes datos:

Intercambiadores para aceite del motor (EHE):

$$U = 389{,}19\frac{W}{m^2K}$$
$$A = 1{,}8\ m^2$$
$$\Delta T_{ml} = 41{,}54°C$$
$$T_{Salida\ aceite} = 77{,}32\ °C$$
$$T_{Salida\ agua} = 39{,}23\ °C$$
$$\boldsymbol{\dot{Q}_{EHE} = 17\,443\ \mathbf{W}} \quad \text{(Sistema Original)}$$

Intercambiadores para aceite del incrementador de velocidad (GHE):

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{EHE} = 581\ \mathbf{W}} \quad \text{(Sistema Original)}$$

Con la información obtenida se encuentran varias conclusiones sobre el sistema original del circuito HEWC:

- No existe uniformidad en los flujos másicos de agua a través de los intercambiadores e calor semejantes de cada grupo de bombeo.
- La transferencia de calor en cada uno de los intercambiadores de calor es diferente, por lo que cada uno trabaja con una eficiencia distinta.

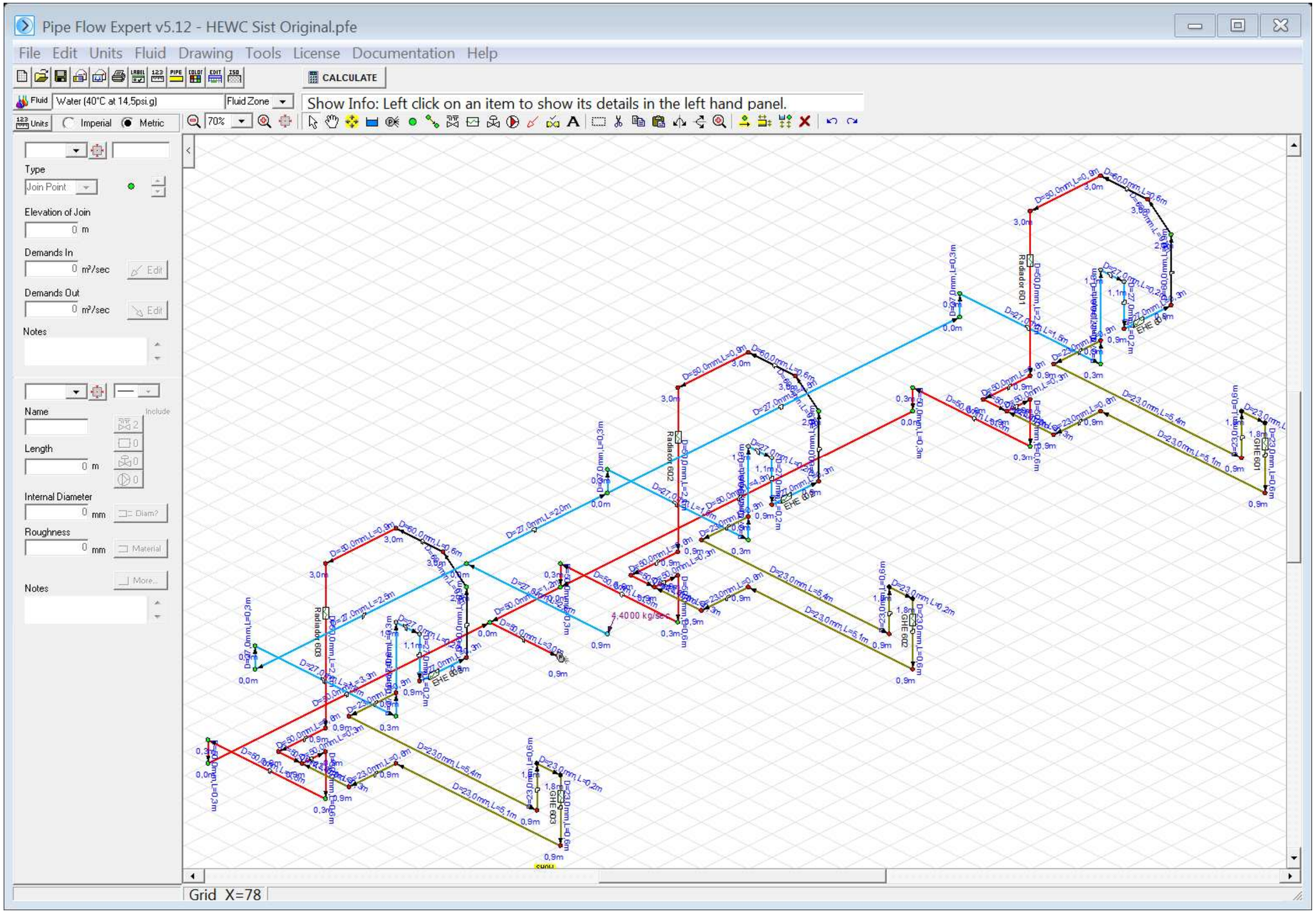


Figura 3.22. Datos del sistema original del circuito HEWC ingresados a Pipe Flow Expert, v. 2010

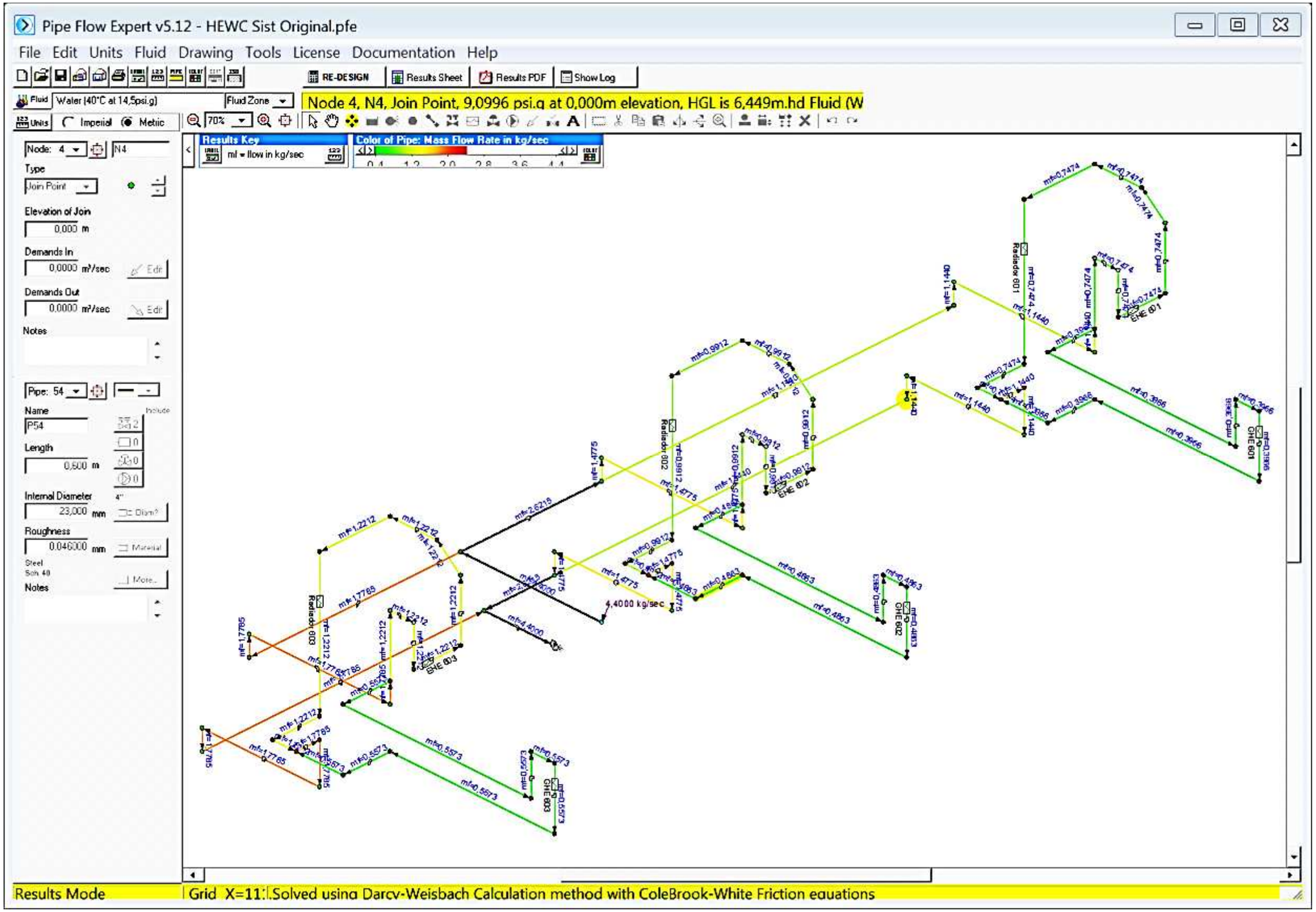


Figura 3.23. Simulación del sistema original del circuito HEWC en Pipe Flow Expert, v. 2010

- La transferencia de calor alcanzada en todos los intercambiadores de calor para aceite del motor (EHE) es muy inferior a aquella que son capaces de producir ya que los flujos másicos de agua son muy bajos. Como se puede ver en la figura **3.19** un flujo de agua tal que permita obtener una transferencia de calor óptima se encuentra sobre los 2 kg/s, mientras que en el sistema se tienen flujos entre 0,7 y 1,2 kg/s. Por otro lado, en la figura **3.18** se observa que un flujo de 0.3 kg/s en los intercambiadores de calor para aceite del incrementador (GHE) es suficiente para obtener una buena transferencia de calor, mientras que en estos intercambiadores se tienen flujos de entre 0,4 y 0,6 kg/s.

Con base en las observaciones indicadas se plantean cuatro alternativas de mejoramiento del enfriamiento a través del circuito HEWC, las cuales se describen a continuación:

3.7.3. ALTERNATIVA 1: DESVÍO DE TODOS LOS FLUJOS DE AGUA CALIENTE HACIA LOS RADIADORES

Como se puede observar en la figura **3.24**, se plantea un circuito de enfriamiento en el cual el agua caliente que sale de todos los intercambiadores se mezcle para de allí ingresar a los paneles posteriores de los radiadores. Esto en lugar de mezclar el agua caliente que sale de GHE con aquella fría que sale de los radiadores.

La simulación de este circuito se muestra en la figura 3.2. Allí se puede observar los nuevos flujos másicos obtenidos en kg/s.

$$\dot{m}_{EHE1} = 0{,}9122$$
$$\dot{m}_{GHE1} = 0{,}2604$$
$$\dot{m}_{EHE2} = 1{,}1409$$
$$\dot{m}_{GHE2} = 0{,}3294$$
$$\dot{m}_{EHE3} = 1{,}3654$$
$$\dot{m}_{GHE3} = 0{,}3917$$
$$\dot{m}_{HEWP} = 4{,}4$$

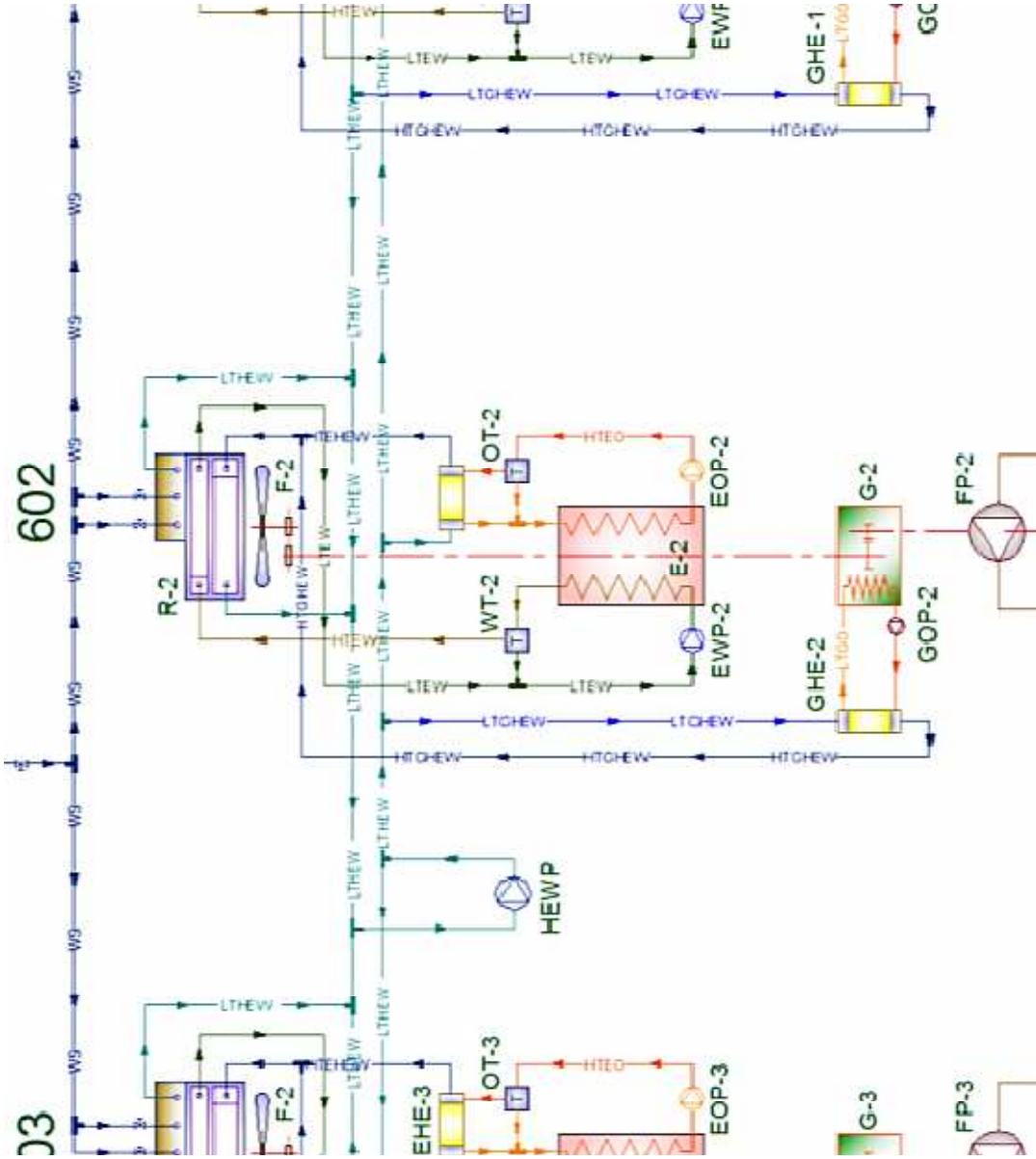


Figura 3.24. Alternativa 1 del circuito HEWC

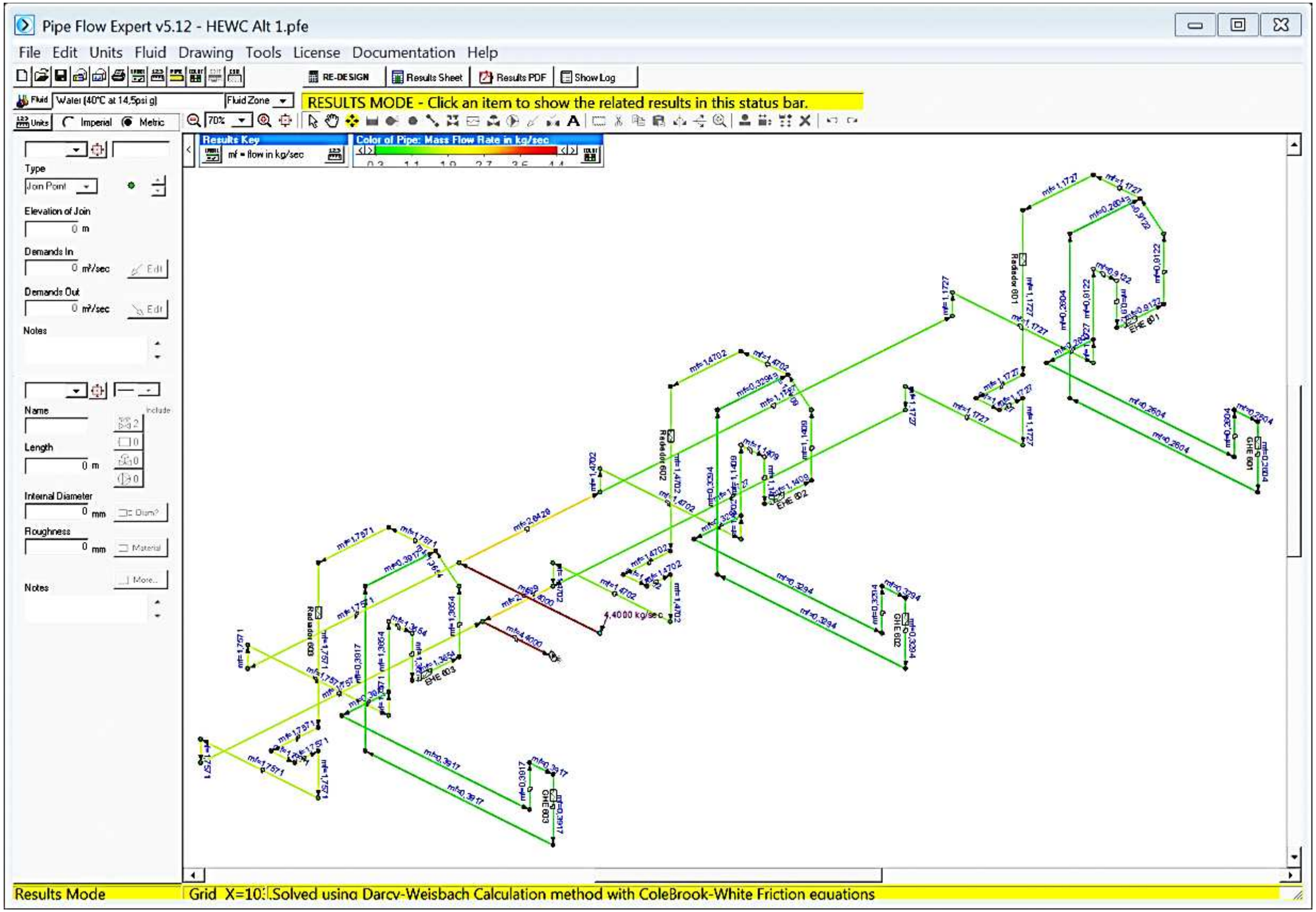


Figura 3.25. Simulación del circuito HEWC con la Alternativa 1 en Pipe Flow Expert, v. 2010

Con esta información se calculan los nuevos flujos de masa promedio en los intercambiadores del motor (EHE) y aquellos del incrementador (GHE):

$$\dot{m}_{EHE\,promedio} = \mathbf{1,14}\ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{GHE\,promedio} = \mathbf{0,33}\ \frac{kg}{s}$$

Con estos nuevos flujos se recalcula la transferencia de calor promedio en los intercambiadores de calor para la alternativa 1:

$$\dot{Q}_{EHE} = \mathbf{18\,316}\ W \quad \text{(Alternativa 1)}$$

$$\dot{Q}_{GHE} = \mathbf{550}\ W \quad \text{(Alternativa 1)}$$

Comparando estos valores con aquellos obtenidos en el sistema original se observa que se obtiene una extracción de **873W** adicionales en los intercambiadores EHE y una reducción de **31W** en el calor extraído de los intercambiadores GHE. Por lo tanto la alternativa 1 es favorable para el enfriamiento de los motores. En el caso de los incrementadores de velocidad se debe recalcar que la temperatura trabajo máxima permisible del aceite es muy superior a 42℃ que es el valor actual, por lo que una reducción de 31W en el enfriamiento de estos dispositivos podría acercar la viscosidad del aceite a su punto óptimo de funcionamiento. El incremento neto de calor extraído mediante la alternativa 1 en relación al sistema original es por lo tanto:

$$\Delta\dot{Q} = 873 - 31 = \mathbf{842}\ W$$

3.7.4. ALTERNATIVA 2: INCREMENTO DEL CALOR LIBERADO POR LA TUBERÍA

Considerando los resultados favorables obtenidos con la alternativa 1, se mantiene el criterio de mezclar los flujos de agua caliente de todos los intercambiadores de calor. Pero ahora se plantea dirigir el agua caliente hacia la

bomba HEWP para de allí impulsarla hacia el panel posterior del radiador. Este sistema se muestra en la figura **3.26**.

La principal ventaja que se espera tener con este nuevo circuito en relación a los anteriores es que el agua caliente circularía a lo largo de una mayor longitud de tubería, en cuyo caso se tendría una mayor liberación de calor al ambiente a través de la tubería. Por lo tanto se calcula el calor liberado por las tuberías en el sistema original y luego en el sistema de la alternativa 2, para entonces comparar los resultados. Previamente se calcula la nueva transferencia de calor en los intercambiadores al igual que en la alternativa anterior:

Los flujos promedio resultantes de la simulación con la alternativa 2 se calculan a partir de los datos mostrados en la figura **3.27**:

$$\dot{m}_{EHE\ promedio} = 1,288\ \frac{kg}{s}$$
$$\dot{m}_{GHE\ promedio} = 0,178\ \frac{kg}{s}$$

Con estos nuevos flujos se recalcula la transferencia de calor promedio en los intercambiadores de calor para la alternativa 2:

$$\dot{Q}_{EHE} = 18\ 999\ W \quad \text{(Alternativa 2)}$$
$$\dot{Q}_{GHE} = 492\ W \quad \text{(Alternativa 2)}$$

Por lo tanto en los intercambiadores EHE se extraen **1556W** adicionales y en los intercambiadores GHE se extraen **89W** menos que en el sistema original.

3.7.4.1. Calor liberado al ambiente a través de las tuberías

Las tuberías de agua y aceite contienen fluidos a mayor temperatura que el ambiente, por lo tanto se produce un escape de calor a través de las mismas. El calor que sale mediante las tuberías de aceite es mínimo debido al corto recorrido

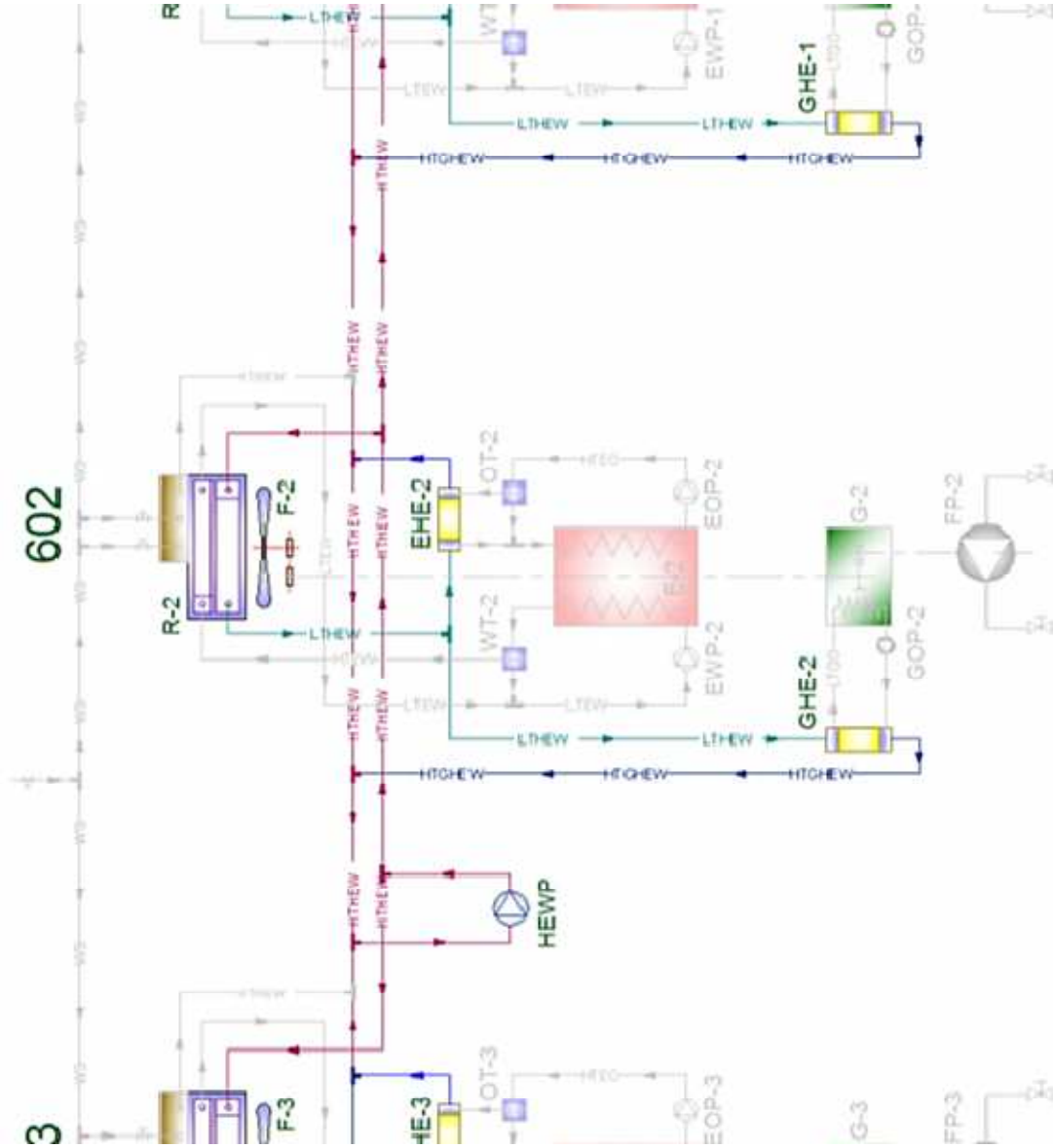


Figura 3.26. Alternativa 2 del circuito HEWC

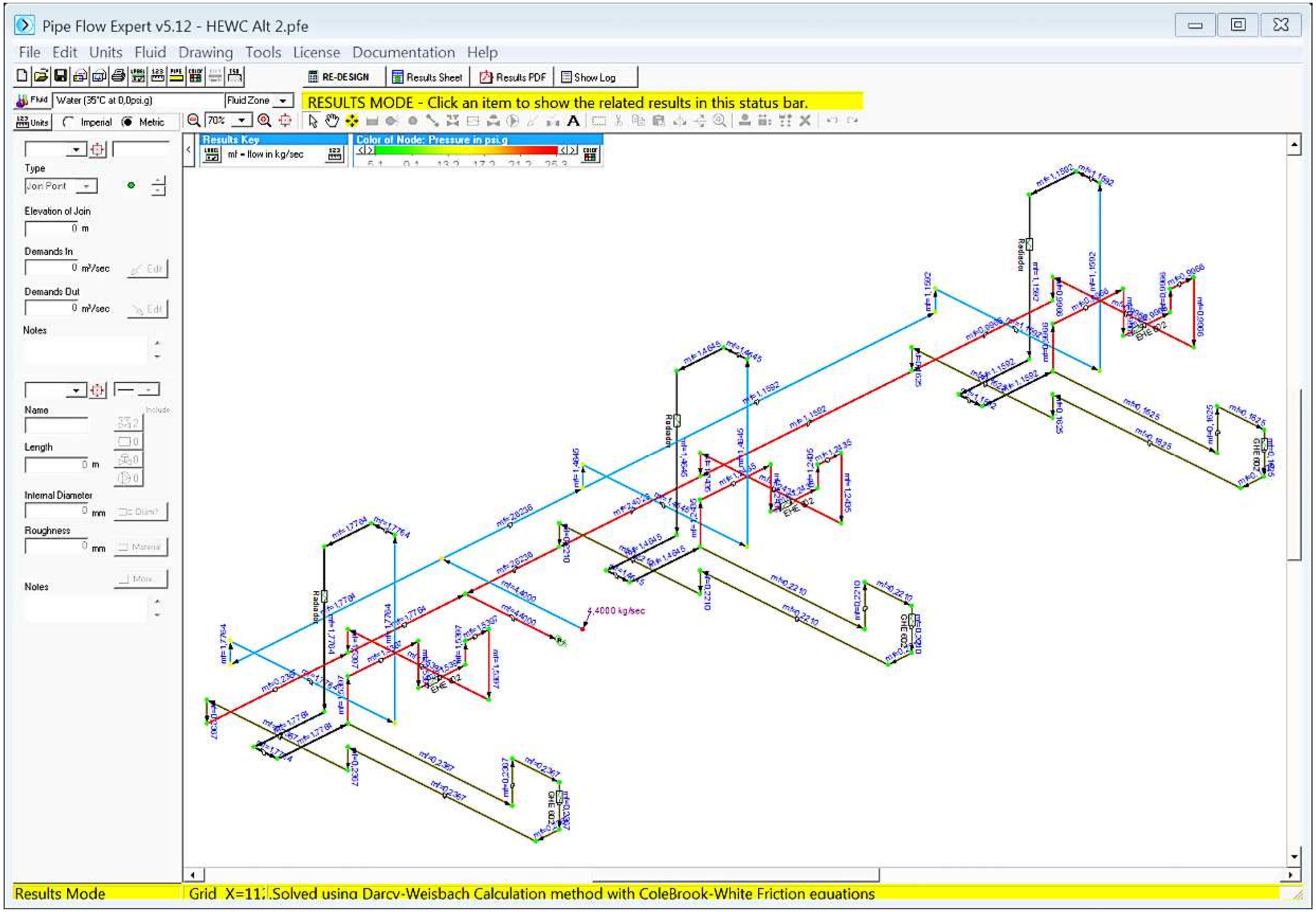


Figura 3.27. Simulación del circuito HEWC con la Alternativa 2 en Pipe Flow Expert, v. 2010

y la pequeña longitud de las mismas, por lo tanto se considera despreciable. Por otro lado, en las tuberías para agua, se estima que se tiene una fuga de calor significativa. Considerando que se plantea realizar mejoras en el circuito para agua de los intercambiadores de calor, se realizan los cálculos específicamente para este circuito.

A partir de la ecuación [1.67] se obtiene una expresión para calcular el escape de calor a lo largo de la tubería de agua. Considerando despreciable el efecto de la delgada capa de pintura sobre las tuberías, se tiene:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{2\,\pi\, r_1 L\, h_1} + \frac{In\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\,\pi\, L\, k} + \frac{1}{h_2\, 2\,\pi\, r_2 L}}$$

3.7.4.1.1. Calor liberado a través de las tuberías en el sistema original

El circuito a analizar esta conformado por un total de 4 diámetros de tubería segmentada en longitudes distintas. Para calcular el calor total liberado se puede aplicar la ecuación [1.67] tantas veces como segmentos dividen a la tubería para luego sumar los resultados parciales. Sin embargo se procede por otro camino; se calcula un diámetro promedio ponderando los diámetros con base en las longitudes parciales de cada segmento. Además se calcula de manera análoga un flujo de masa promedio y una temperatura promedio como se muestra en la tabla **3.18**. Por lo tanto:

D_1=33mm r_1=16,5mm
D_2=41mm r_2=20,5mm

Con estos datos se calculan los coeficientes de convección en las paredes interna y externa de la tubería. Se emplea la ecuación [1.34b]:

Tabla 3.18. Características promedio del circuito HEWC en el sistema original

T (°C)	35			39
D_i (mm)	50	27	23	60
L_i (m)	19,8	20,	37,2	6,1
$\dot{m}_i$ (kg/s)	0,987	2	0,48	0,987
L_T (m)	84			
$\frac{L_i}{L_T}$	0,235	0,249	0,443	0,073
$\overline{D} = \Sigma D_i \left(\frac{L_i}{L_T}\right)$	33			
$\overline{\dot{m}} = \Sigma \dot{m}_i \left(\frac{L_i}{L_T}\right)$	1,008			
$\overline{T} = \Sigma T_i \left(\frac{L_i}{L_T}\right)$	35,3			

a) Convección en la pared interna de la tubería

$$Re = \frac{4\,\dot{m}}{\pi\, D_1\, \mu}$$

$$Re = \frac{4\ x\ 1{,}008}{\pi\ x\ 0{,}033\ x\ 860\ x\ 10^{-6}}$$

$$Re = 45\ 223\ \ (\text{turbulento})$$

Combinando la ecuación adecuada según la figura **1.18** con la ecuación [1.73], se obtiene:

$$h_1 = \frac{k}{D_1}\ 0{,}023\ {R_{eD}}^{4/5}\ Pr^{0{,}4}$$

$$h_1 = \frac{0{,}613}{0{,}033}\ x\ 0{,}023\ x\ 45\ 223^{4/5}\ x\ 5{,}84^{0{,}4}$$

$$h_1 = 4\ 587\ \ \frac{w}{m^2 K}$$

b) Convección en la pared externa de la tubería

$$Re = \frac{\rho\ \upsilon\ D_2}{\mu}$$

$$Re = \frac{1{,}17\ x\ 2{,}22\ x\ 0{,}041}{184\ x\ 10^{-7}}$$

$$Re = 5\ 788 \quad \text{(Turbulento)}$$

Se emplea la ecuación [1.70] con las constantes de la tabla **1.3**:

$$h_2 = \frac{k}{D_1}\ C\ Re^m\ Pr^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = \frac{0{,}026}{0{,}041}\ 0{,}0193\ x\ 5\ 788^{0{,}618}\ x\ 0{,}708^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = 2{,}1777\ \frac{w}{m^2 K}$$

Con estos datos se calcula finalmente el calor liberado a través de las tuberías:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{2\ \pi\ r_1 L\ h_1} + \frac{In\ (\ r_2/\ r_1)}{2\ \pi\ L\ k} + \frac{1}{h_2\ 2\ \pi\ r_2 L}}$$

$$\dot{Q} = \frac{(35{,}3 - 13)\ 2\ \pi\ \ 84}{(\frac{1}{0{,}0165\ x\ 4587} + \frac{ln\left(\frac{20{,}5}{16{,}5}\right)}{60{,}5} + \frac{1}{0{,}0205\ x\ 2{,}1777}}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{tuberías} = 525\ W} \qquad \text{(Sistema original)}$$

3.7.4.1.2. Calor liberado a través de las tuberías en el sistema de la alternativa 2

Se procede de manera idéntica a los cálculos anteriores, y se obtiene:

D_1=33,74mm $\quad$ r_1=16,9mm

D_2=41,8mm $\quad$ r_2=20,9mm

Con estos datos se calculan los coeficientes de convección en las paredes interna y externa de la tubería. Se emplea la ecuación [1.34b]:

Tabla 3.19. Características promedio del circuito HEWC para la alternativa 2

T (°C)	35			39
D_i (mm)	60	27	23	50
L_i (m)	6	26,6	46	28,8
$\dot{m}_i$ (kg/s)	1,467	2,03	0,178	1,288
L_T (m)	107			
$\frac{L_i}{L_T}$	0,06	0,25	0,43	0,27
$\overline{D} = \Sigma D_i \left(\frac{L_i}{L_T}\right)$	33.74			
$\overline{\dot{m}} = \Sigma \dot{m}_i \left(\frac{L_i}{L_T}\right)$	1,02			
$\overline{T} = \Sigma T_i \left(\frac{L_i}{L_T}\right)$	36,43			

a) Convección en la pared interna de la tubería

$$Re = \frac{4\,\dot{m}}{\pi\, D_1\, \mu}$$

$$Re = \frac{4\ x\ 1{,}02}{\pi\ x\ 0{,}03374\ x\ 860\ x\ 10^{-6}}$$

$$Re = 44\,758 \ \ (\text{turbulento})$$

Combinando la ecuación adecuada según la figura **1.18** con la ecuación [1.73], se obtiene:

$$h_1 = \frac{k}{D_1}\ 0{,}023\ R_{eD}{}^{4/5}\ Pr^{0{,}4}$$

$$h_1 = \frac{0{,}613}{0{,}03374}\ x\ 0{,}023\ 44\,758^{4/5}\ 5{,}84^{0{,}4}$$

$$h_1 = 4\,449\ \ \frac{w}{m^2 K}$$

b) Convección en la pared externa de la tubería

$$Re = \frac{\rho\, \upsilon\, D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1{,}17\ x\ 2{,}22\ x\ 0{,}0418}{184\ x\ 10^{-7}}$$

$$Re = 5\,901 \quad (\text{Turbulento})$$

Se emplea la ecuación [1.70] con las constantes de la tabla **1.3**:

$$h_2 = \frac{k}{D_1}\ C\ Re^m\ Pr^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = \frac{0{,}026}{0{,}0418}\ 0{,}0193\ x\ 5\ 901^{0{,}618}\ x\ 0{,}708^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = 2{,}1617\ \frac{w}{m^2 K}$$

Con estos datos se calcula finalmente el calor liberado a través de las tuberías:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{2\ \pi\ r_1 L\ h_1} + \frac{In\ (\ r_2/\ r_1)}{2\ \pi\ L\ k} + \frac{1}{h_2\ 2\ \pi\ r_2 L}}$$

$$\dot{Q} = \frac{(36{,}43 - 13)\ 2\ \pi\ \ 107}{(\frac{1}{0{,}0169\ x\ 4\ 449} + \frac{ln\left(\frac{20{,}9}{16{,}9}\right)}{60{,}5} + \frac{1}{0{,}0209\ x\ 2{,}1617}}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{tuberías} = 711\ W} \qquad \text{(Alternativa 2)}$$

Ahora se compara el calor liberado por la tubería en el sistema original con aquel del sistema de la alternativa 1:

$$\Delta\dot{Q}_{tuberías} = 711 - 525$$

$$\boldsymbol{\Delta\dot{Q}_{tuberías} = 186\ W}$$

Esta diferencia resultó favorable más sin embargo insignificante.

La diferencia neta entre el calor extraído en el sistema original y la alternativa 1 es por lo tanto:

$$\Delta\dot{Q} = 1\ 556 + 186 - 89$$

$$\boldsymbol{\Delta\dot{Q} = 1\ 653\ W}$$

Por lo tanto en los intercambiadores EHE se extraen 1556W adicionales y en los intercambiadores GHE se extraen 89W menos que en el sistema original.

3.7.5. ALTERNATIVA 3: REEMPLAZO DE LA BOMBA HEWP

Por los cálculos anteriores se evidencia que la clave del mejoramiento del enfriamiento del circuito HEWC yace en elevar el flujo de agua hacia los intercambiadores de calor. Se sigue que quizá, la manera más directa de hacerlo puede ser el reemplazo de la bomba HEWP por otra capaz de producir un mayor flujo de agua en el circuito de los intercambiadores de calor. Para evaluar esta alternativa se debe necesariamente tomar en consideración la curva característica del circuito HEWC, ya que un aumento en el flujo conlleva necesariamente una elevación en la caída de presión producida en la tubería y por lo tanto un mayor requerimiento de cabeza de presión de la bomba. Mediante la simulación se pudieron obtener los datos mostrados en la tabla **3.20**.

El flujo de agua puede ser elevado siempre y cuando no alcance un valor tal que genere una presión excesiva en alguno de los radiadores, ya que el fabricante indica entre los datos de placa que la presión máxima de operación de los radiadores es de 21,7 psi. Este dato esta incluido en la tabla **2.8**.

Con esta información requerida se ha complementado la tabla **3.20** y a partir de sus datos se desarrollaron las gráficas **3.28**, **3.30** y **3.29**. Incluyendo la información de la curva característica de una bomba comercial que podría ser empleada. Dicha curva característica ha sido incluida en el anexo **7**.

En la figura **3.29** se ha señalado la presión maxima recomendada para los radiadores; allí se puede ver que para un flujo de 14 kg/s (extremadamente alto) se alcanza la presión crítica. Tomando en consideración el mal estado de los conductos debido a la oxidación producida durante más de 20 años, se considera que el flujo maximo aceptable podría ser de 8 kg/s; sobre este valor, se correría un alto riesgo de tener una fractura en cualquiera de los radiadores conllevando trabajos correctivos inmediatos y costosos.

Tabla 3.20. Flujos másicos y alturas de presión en el circuito HEWC

FLUJO MÁSICO	CAIDA DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA	PRESIÓN MÁXIMA EN EL RADIADOR	CC BOMBA CORNELL PUMS 4NHTA - 1800 RPM
(kg/s)	(psid)	(psig)	Impulsor 10"
0	0		36
2	5,5	0,1	36
4	20,8	1,8	35
6	46	4,3	35
8	81	7,3	35
10	125	11	34
12	180	15	33
14	244	20	32
16	317	26	31

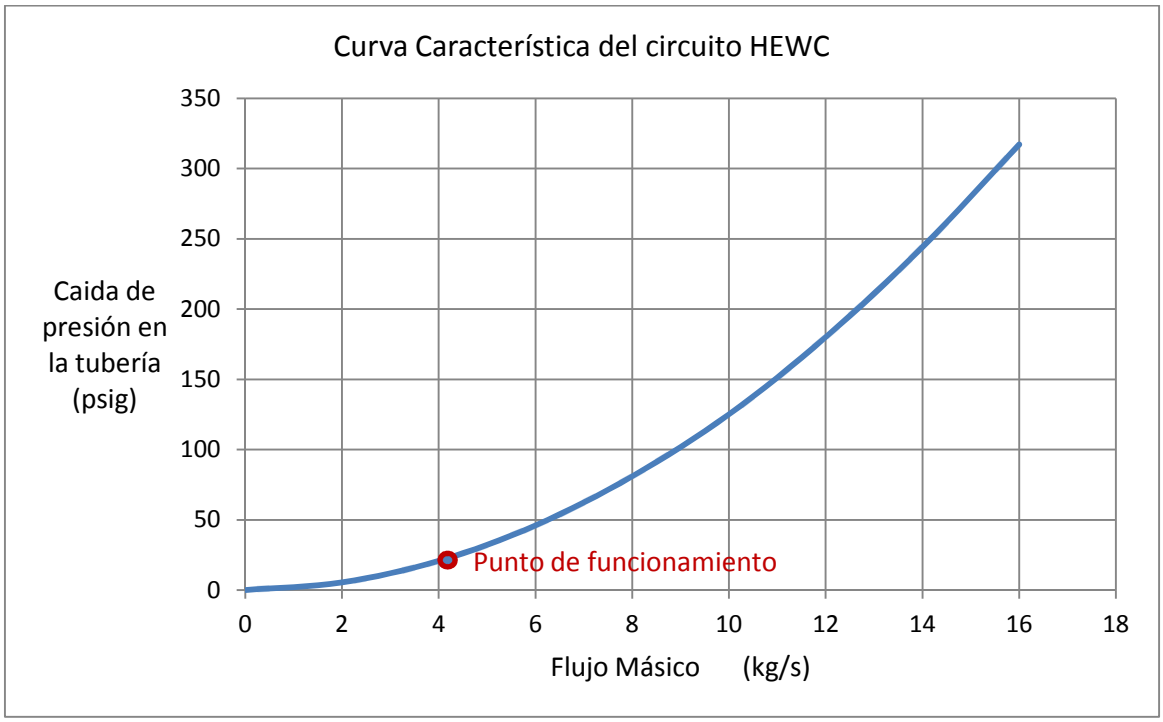


Figura 3.28. Curva característica del circuito HEWC

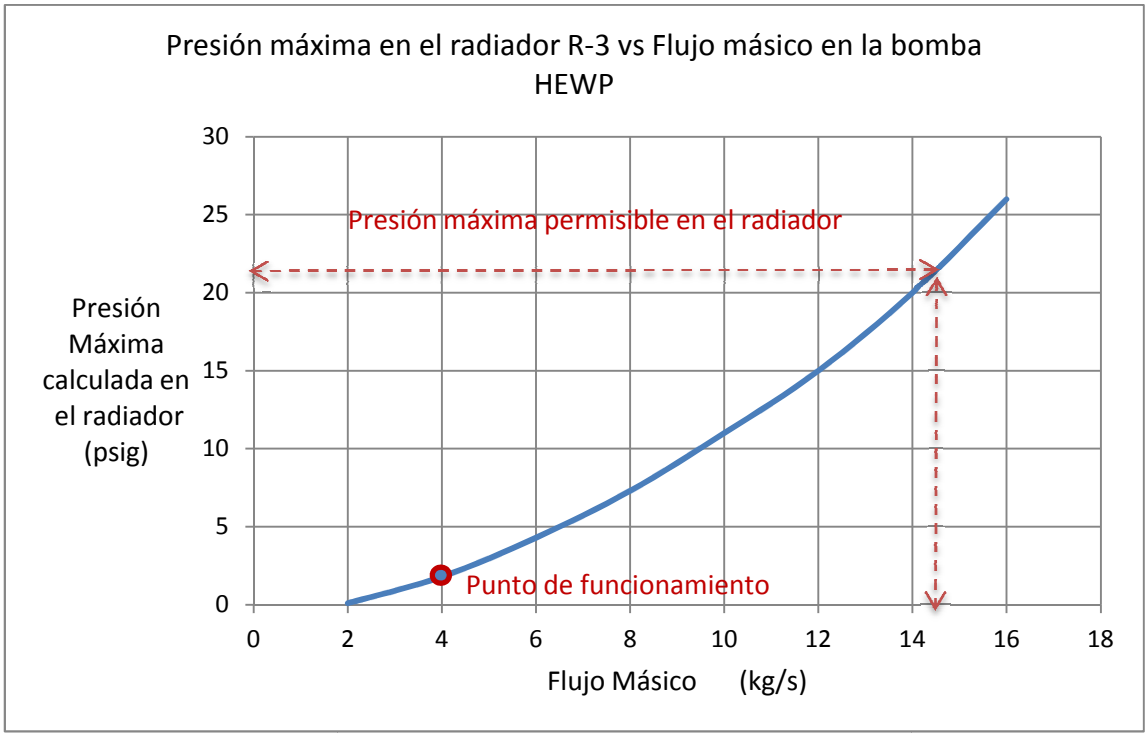


Figura 3.29. Presión máxima en el radiador vs Flujo másico de HEWP

A partir de esta consideración se investigó en distribuidores locales de bombas cetrífugas. Se encontró que la bomba Cornell 4NHTA - 1800 RPM con un impulsor de 10" de diámetro es adecuada para este sistema. Sobreponiendo las curvas características del circuito y de la bomba se obtiene un nuevo punto de funcionamiento con un flujo de agua de 6,2kg/s como se muestra en la figura **3.30**. A partir de este nuevo flujo, se realiza la simulación y se obtienen nuevos flujos másicos en cada uno de los intercambiadores de calor y por lo tanto nuevas transferencias de calor son:

—

—

(Alternativa 3)

(Alternativa 3)

Este valor significa un incremento en la transferencia de calor de **1 358W** en relación al sistema original.

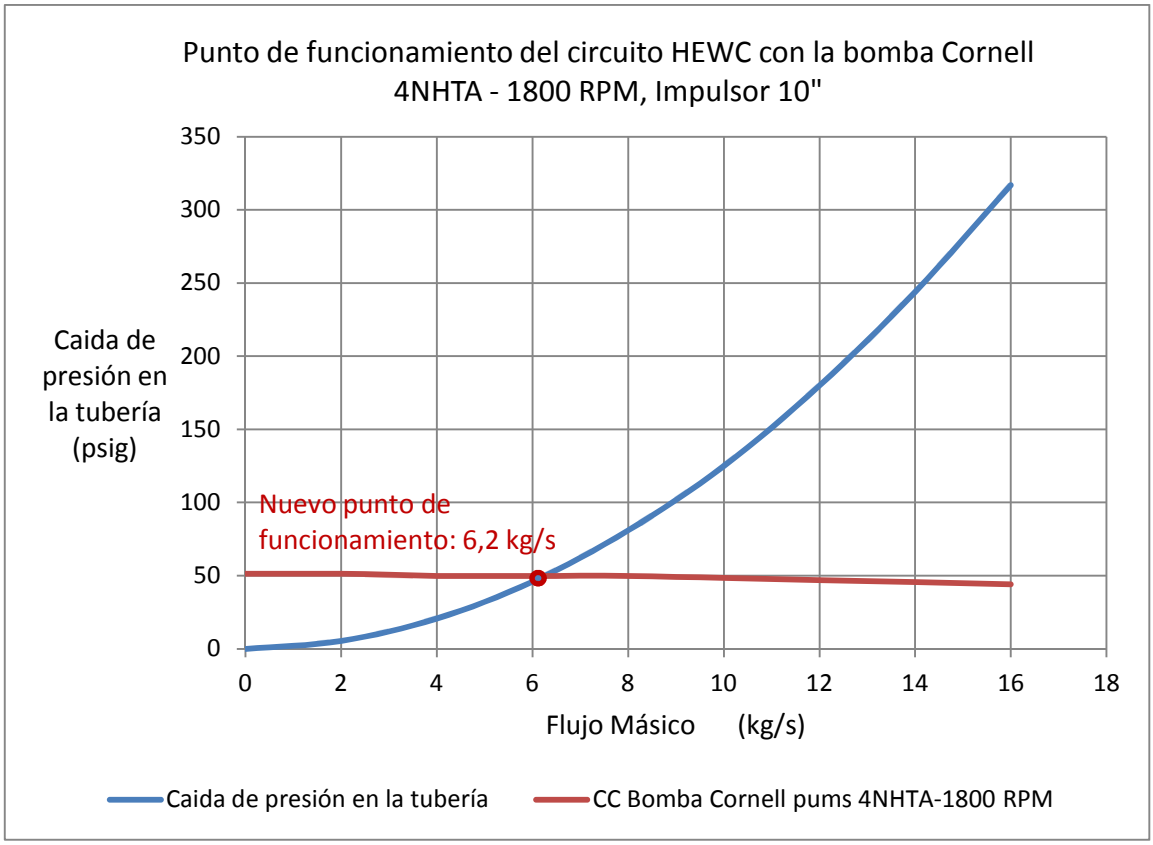


Figura 3.30. Nuevo punto de funcionamiento del circuito HEWC con la bomba Cornell 4NHTA - 1800 RPM, Impulsor 10"

3.7.6. ALTERNATIVA 4: CAMBIO DEL SENTIDO DEL FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DE LOS RADIADORES

En la figura **3.15**, se puede notar que el ventilador recoge el aire caliente $(T \approx 18°C)$ localizado en los al rededores del motor y lo introduce al radiador para luego salir del mismo a una temperatura mayor $(T \approx 37°C)$. Si se invierte el sentido del flujo, el aire ingresaría al radiador a la temperatura ambiente que en promedio es de 13℃. Al suceder esto, se obtendría necesariamente un enfriamiento más eficiente en el radiador ya que la nueva diferencia de temperaturas media logarítmica resultaría superior a aquella correspondiente a la instalación actual.

Si se considera el comportamiento de cada radiador semejante al de un intercambiador de calor, se cumpliría que la transferencia de calor es proporcional

a la diferencia de temperaturas media logarítmica. Para obtener una aproximación a partir de los datos disponibles se considera la simple diferencia de temperaturas de los fluidos que ingresan al radiador:

Sistema Original	Alternativa 4
$\bar{T}_{W\ entrada} = 74°C$	$\bar{T}_{W\ entrada} = 74°C$
$\bar{T}_{AIRE\ entrada} = 18°C$	$\bar{T}_{AIRE\ entrada} = 13°C$
$\Delta\bar{T} = 56°C$	$\Delta\bar{T} = 61°C$

Luego, si se considera que el flujo de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas simple:

Sistema Original	Alternativa 4
$\dot{Q}_{RADIADOR} = 104\ 091W$	$\dot{Q}_{RADIADOR} = 104\ 091x\frac{61}{56}W$
	$\dot{Q}_{RADIADOR} = 113\ 385\ W$

Este valor significa un incremento en la transferencia de calor de **9 294 W** en relación al sistema original.

Las temperaturas de entrada y salida de agua a los paneles del radiador son conocidas y sus flujos másicos son calculables, sin embargo en el caso del aire no se disponía de un registro representativo de las temperaturas a la entrada y salida del radiador, las cuales presentan además una distribución variable sobre la superficie del radiador. Consecuentemente es importante recalcar que la estimación del calor que se puede extraer mediante esta modificación conlleva cierto grado de incertidumbre. Sin embargo como se puede apreciar en la figura **3.31**, las paletas de los radiadores pueden ser giradas de manera relativamente simple de tal forma que se invierta el sentido del flujo y de esta manera comprobar el mejoramiento. Esto implicaría un costo muy bajo en la implementación de la alternativa 4, mientras que los resultados pueden ser muy significativos.

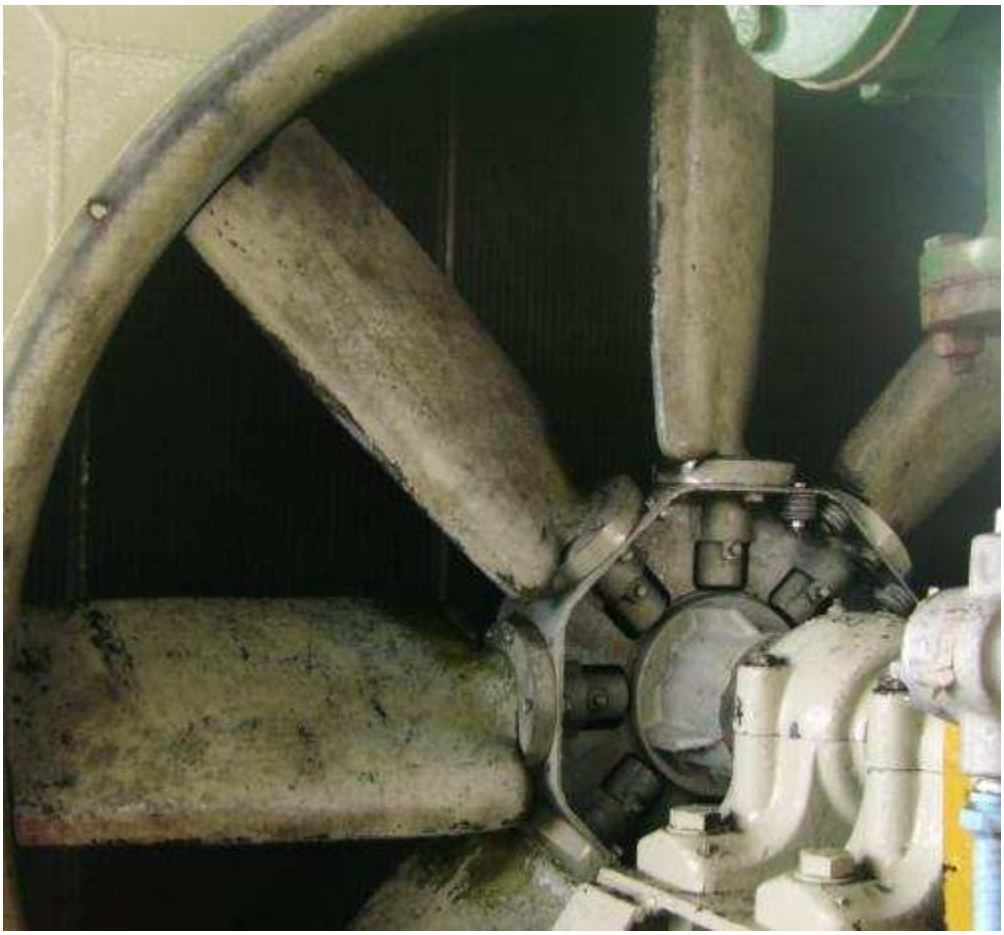


Figura 3.31. Sistema de unión y regulación del ángulo de ataque de las paletas del radiador

3.7.7. ALTERNATIVA 5: INTERCAMBIO DE LAS TOMAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL RADIADOR

Tanto en las figuras como en la tabla **2.8**, se puede notar que el panel posterior del radiador tiene una capacidad mayor a aquella del panel frontal. Por otro lado, si se observa la figura **3.17**, se puede ver que de manera global que el 19% del calor generado por el motor sale hacia el circuito de agua que ingresa al motor, mientras que tan solo un 10% es transferido al aceite del motor y por lo tanto al circuito de agua de los intercambiadores de calor. De allí que resulta evidente que la mayor caga de extracción de calor se encuentra dirigida al panel frontal cuya capacidad es de 75L, mientras que la menor carga de calor ha sido dirigida al panel posterior cuya capacidad es de 85L.

Se tiene entonces una sobrecarga asignada a los paneles frontales y una sub-carga en los paneles posteriores. Lo cual puede ser corregido mediante el intercambio de las tomas de entrada y salida a los radiadores.

Considerando la ecuación [1.56] se puede considerar que la capacidad de enfriamiento de los paneles de los radiadores es proporcional a la capacidad de los mismos. Luego, se puede estimar que el calor extraído por el panel frontal se incrementaría en una relación de 85 a 75 al pasar a ser extraído por el panel posterior, por lo tanto en condiciones críticas de operación (1270rpm) se pasaría de extraer 85724W a 97154W. Para evaluar la carga de calor en condiciones normales de operación se tienen 1240 rpm. Se emplea la ecuación [1.49]:

$$\frac{n_2}{n_1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1}}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)$$

$$\dot{Q}_2 = 97\,154\ W \left(\frac{1240}{1270}\right)^3$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_2 = 90\,430\ W}$$

3.7.8. ALTERNATIVA 6: INDEPENDIZACIÓN DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE CADA GRUPO DE BOMBEO

En relación a la modificación del circuito de enfriamiento se plantea una nueva alternativa que representaría un costo durante su implementación, mas sin embargo una reducción de costos de operación, lo cual a la larga resultaría en un ahorro significativo.

Se plantea eliminar la bomba HEWP conjuntamente con su tubería para en su lugar emplear las bombas de agua de cada motor (EWP) para impulsar el agua que ingresa al motor a través del panel posterior, luego este mismo flujo se dividiría hacia los dos intercambiadores de calor, el agua sería calentada y se unirían de nuevo los circuitos para ingresar ahora al panel frontal, ser enfriados

nuevamente y volver a ingresar a la bomba EWP para reiniciar el ciclo. Esta alternativa se ha ilustrado en la figura **3.32**.

El mejoramiento producido por este nuevo sistema puede ser cuantificado considerando los nuevos flujos de agua que se transportarían a través de los radiadores. Para esto se han establecido los diámetros de la tubería del nuevo sistema. El criterio para escoger dichos diámetros es que la relación entre ambos diámetros corresponda a la relación entre los flujos másicos de agua óptimos para maximizar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor que han sido caracterizados en las figuras **3.18** y **3.19**.

$$\frac{\dot{m}_{EHE}}{\dot{m}_{GHE}} = \frac{A_{EHE}}{A_{GHE}} = \frac{{D_{EHE}}^2}{{D_{GHE}}^2}$$

$$D_{EHE} = \sqrt{6}\ D_{GHE}$$

$$A_{total} = A_{EHE} + A_{GHE}$$

$${D_{total}}^2 = {D_{EHE}}^2 + {D_{GHE}}^2$$

Considerando un diámetro máximo de la tubería $D_{total} = 60mm$ para minimizar las pérdidas por fricción se tendría:

$$D_{GHE} = 22{,}7mm$$

$$D_{EHE} = 55{,}5mm$$

Los diámetros de tubería para vapor cédula 40 que más se aproximan a los calculados son:

$D_{GHE} = 1"$	(LTGHEW, HTGHEW)
$D_{EHE} = 2"$	(LTEHEW, HTEHEW)
$D_{Total} = 2\ \frac{1}{2}"$	(LTHEW, HTHEW, LTEW, HTEW)

En función de estos datos se ha realizado una nueva simulación cuyos resultados se muestran en la figura **3.33**. Los flujos másicos y la transferencia de calor en cada uno de los intercambiadores de calor resultarían:

$$\boldsymbol{\dot{m}_{EHE\ promedio} = 3{,}9976\ \frac{kg}{s}}$$

$$\dot{m}_{GHE\ promedio} = 0,8524\ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{Total} = 4,85\ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{EHE} = 21\ 980\ W \quad \text{(Alternativa 6)}$$

$$\dot{Q}_{GHE} = 623\ W \quad \text{(Alternativa 6)}$$

Comparando los nuevos flujos de calor con aquellos obtenidos con el sistema original se tienen os siguientes incrementos:

$$\Delta\dot{Q}_{EHE} = 4\ 537\ W$$

$$\Delta\dot{Q}_{EHE} = 42\ \text{W}$$

De todas las alternativas cuantificadas, la alternativa 6 produciría el mayor mejoramiento en el sistema de enfriamiento.

Por otro lado, esta última alternativa proporcionaría otra ventaja adicional. En el posible caso de presentarse una rotura en los tubos de alguno de los intercambiadores de calor debido a la corrosión, esta se haría evidente durante uno de los cambios de aceite ya que se tendría presencia de agua en el aceite extraído. Sin embargo no se podría localizar fácilmente la falla ya que los seis intercambiadores de calor se encuentran conectados por un circuito de agua común. En el caso de tener circuitos independientes, sería posible aislar el grupo de bombeo con la fuga y continuar con la operación mientras se procede a realizar una reparación o reemplazo del intercambiador de calor defectuoso.

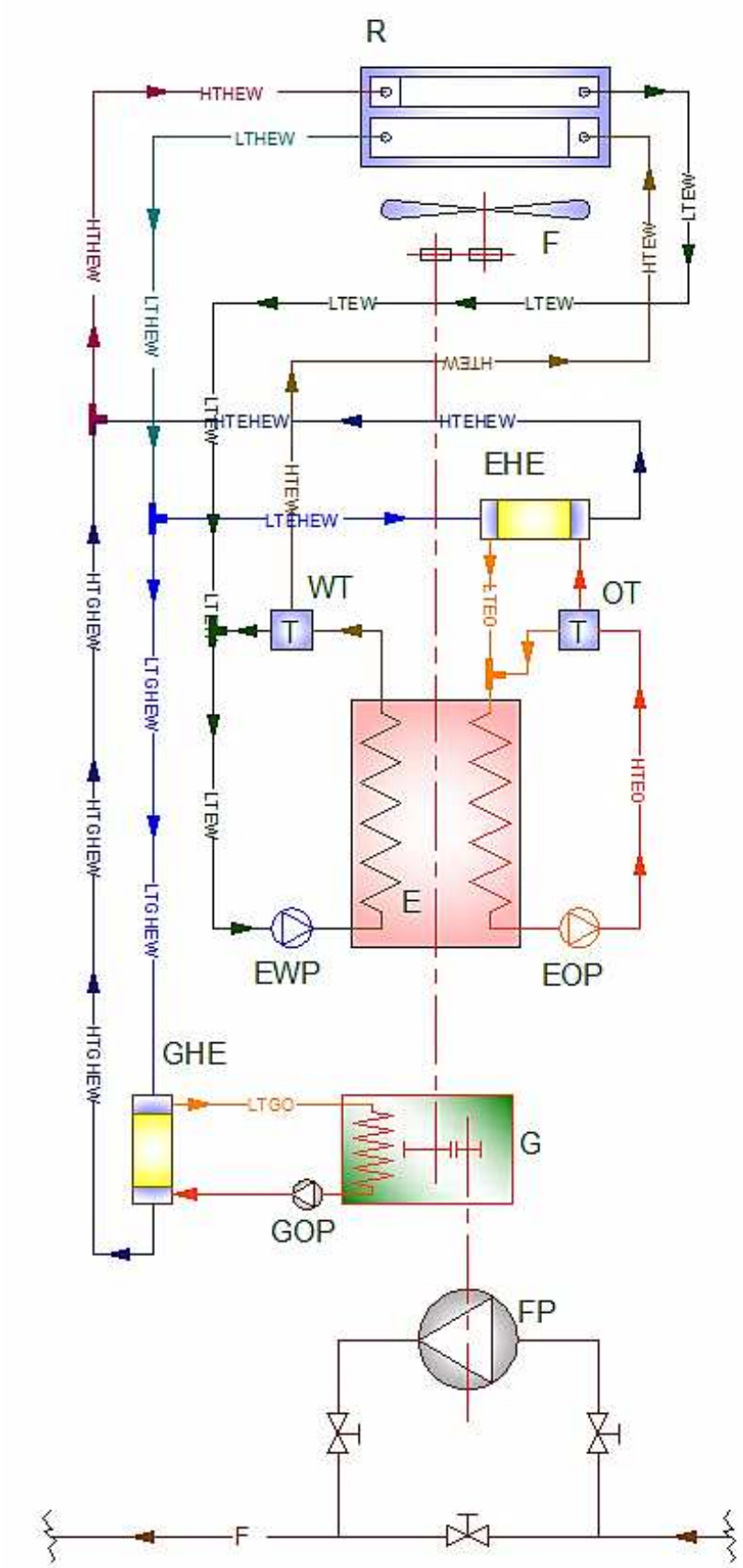


Figura 3.32. Alternativa 6

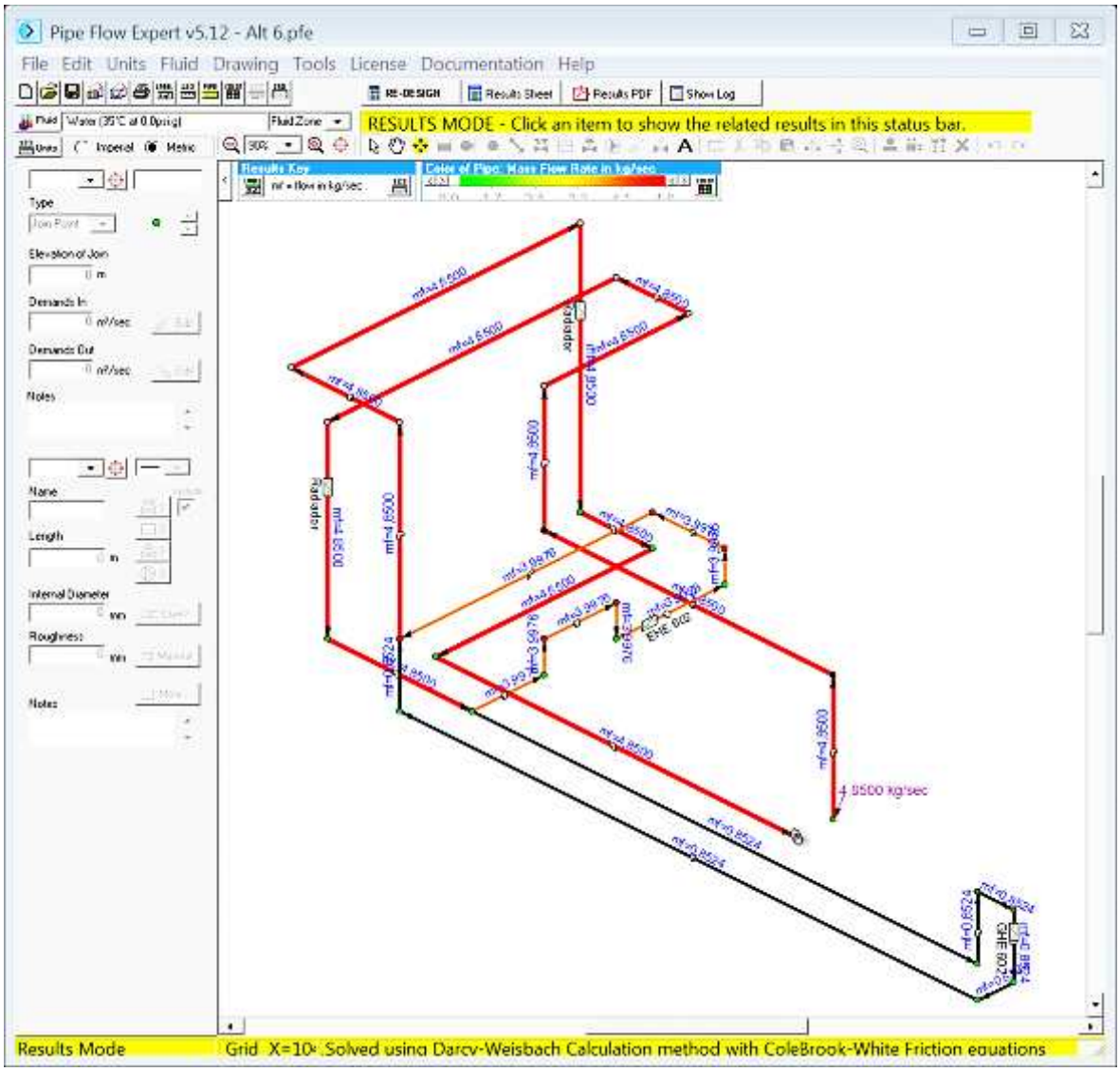


Figura 3.33. Simulación de la alternativa 6

3.8. OTRAS ALTERNATIVAS PARA MEJORAR EL ENFRIAMIENTO DEL MOTOR

3.8.1. MEJORAMIENTOS EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Las figuras muestran que los intercambiadores de calor en el sistema original tienen una marcada limitación de la cantidad de calor máxima que son capaces de extraer. Para el caso de EHE el valor máximo esta alrededor de 23 000W. Para el GHE el valor máximo es de 640W.

El reemplazo de estos intercambiadores de calor por otros cuyo coeficiente global de transferencia de calor sea mayor necesariamente mejoraría el sistema de enfriamiento en la medida que sus características lo permitan.

Un reemplazo de los intercambiadores de calor GHE no es requerido ya que el enfriamiento del aceite de los incrementadores satisface con ventaja los requerimientos. Un reemplazo de los intercambiadores EHE si es requerido.

3.8.2. INSTALACIÓN DE VÁLVULAS REDUCTORAS DE FLUJO

En cualquiera de las alternativas de mejoramiento del sistema analizadas, resultaría útil intercalar en las tubería válvulas reductoras de flujo que permitan manipular los flujos que atraviesan cada dispositivo de tal forma que se tenga un mayor control sobre el enfriamiento e cada dispositivo. La localización de dichas válvulas debe ser a la salida de los intercambiadores de calor. En términos prácticos, convendría emplear válvulas tipo mariposa perforadas de tal forma que sea posible reducir el flujo, pero en ningún caso bloquearlo completamente como medida de seguridad.

CAPÍTULO IV

4. TRABAJOS REALIZADOS

4.1. RECOPILACIÓN DE DATOS

Durante el tiempo que se desarrolló la parte práctica del proyecto, el trabajo esencial estuvo relacionado con la recopilación de la información en torno al sistema de enfriamiento de los motores y la operación de la estación de bombeo. Los datos fundamentales fueron temperaturas y presiones en diferentes puntos de la instalación, gran parte de la información estuvo disponible en un sistema computacional instalado en la estación para el registro de datos estadísticos de presiones y temperaturas tomadas mediante sensores electrónicos instalados en puntos específicos. Esta información era recolectada y transferida al programa “trend” en el cual se podía generar gráficas de las variables en función del tiempo.

Figura 4.1. Manómetro calibrado

Otra gran cantidad de datos fueron tomados mediante instrumentos analógicos y mecánicos como manómetros y termómetros de varias capacidades, para esto se requirió reposicionar en varios puntos los instrumentos. Se pudo verificar la calibración de la mayor pate de los manómetros mediante una prensa hidráulica ensamblada a un manómetro de calibración certificada empleado como referencia y mostrado en la figura 4.1. De allí se observaron errores inferiores al 2% en los instrumentos empleados.

4.2. PURGA DE LOS CIRCUITOS DE AGUA REFRIGERANTE

No se disponía de registro de las fechas en las que se ha realizado purgas de los circuitos de agua refrigerante, se conoció que hace al menos desde el año 2005 no se había realizado una purga del agua. Por lo tanto se procedió a drenar el fluido a través de las válvulas adecuadas dispuestas en los radiadores como se muestra en las figuras 4.2 y 4.3.

Figura 4.2. Drenaje del panel frontal del radiador 602

Figura 4.3. Drenaje del panel posterior del radiador 602

La purga tenía dos objetivos, renovar el agua refrigerante que se estimaba tendría sedimentos acumulados y además obtener un valor real de la cantidad de agua en el sistema.

Como se puede ver en la figura 4.3, el fluido que circulaba por el circuito HEWC mostró excesivos niveles de óxido y hierro suspendido, el cual sería evidenció la escasa o nula utilización de productos antioxidantes en el agua refrigerante. La corrosión producida en el interior de las tuberías es un problema que podría haberse prevenido completamente. Se concluye de esto que la tubería empleada para construir el sistema de enfriamiento no fue adecuada. Por otro lado luego se tiene conciencia de que el sistema de enfriamiento instalado debería ser reemplazado en corto plazo con la finalidad de evitar problemas mayores a causa de una potencial rotura en cualquier punto de la tubería debido a un proceso de corrosión por picadura. Además, en el manual del usuario de los motores diesel MAN, sección 13, p. 4, se advierte que se debe añadir un producto anticorrosivo al agua refrigerante con la finalidad de evitar dicho desgaste.

4.3. DESMONTAJE Y VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS TERMOSTATOS

El desmontaje del termostato del grupo 603 permitió observar el desplazamiento de su diafragma metálico que se produce al momento de ser calentado. Se observó una liberación del diafragma a la temperatura de 77℃ mientras que en el dispositivo contaba una temperatura de apertura de 79℃. Sin embargo, se considera que esta diferencia de 2℃ tiene un efecto irr elevante para el análisis de problema.

4.4. REGULACIÓN DE LOS TERMOSTATOS PARA ACEITE

A diferencia de los termostatos para agua, aquellos dispuestos en el circuito de aceite del motor disponían de un perno de regulación en su parte superior que puede ser observado en la figura 4.4. Los grupo 602 y 601 permitieron manipular esta calibración de tal forma que se favoreció al enfriamiento del sistema. En el caso del grupo 603, se encontró un atrancamiento en el perno de calibración.

Figura 4.4. Perno para calibración del termostato de aceite

4.5. LIMPIEZA EXTERNA DE LOS RADIADORES

Se realizó una limpieza de las aletas de los radiadores con chorro de agua a presión y desengrasante con la finalidad de mejorar la convección en el lado externo de los radiadores. En la figura 4.5 se puede observar el ensuciamiento encontrado en el interior del radiador del grupo 603 al momento en que fue destapado.

Figura 4.5. Ensuciamiento en el panel posterior del radiador 603

4.6. REAJUSTE DE LA POSICIÓN DE LOS ÁLABES DE LOS VENTILADORES DE LOS RADIADORES

Los álabes de los ventiladores fueron girados hasta su máxima inclinación posible de manera que se maximice el flujo de aire.

4.7. REMPLAZO DE LA RESISTENCIA PARA CALENTAMIENTO DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN

Los motores disponían de una resistencia eléctrica en su interior que se mantiene encendida cuando se no encuentran operando, esto con la finalidad de mantener el aceite a una temperatura tal que su viscosidad permita el arranque. La resistencia del grupo 603 se encontraba fundida, por lo que se llevó a cabo su reemplazo.

4.8. DESMONTAJE Y REMPLAZO DE LA BOMBA PARA AGUA DEL MOTOR DEL GRUPO 601

Como se puede observar en las figuras 4.6, la bomba EWP fue desmontada, se tomaron mediciones de las características geométricas del impulsor, se le realizó un mantenimiento y se reemplazó en empaque.

Figura 4.6. Desmontaje de la bomba EWP 601

4.9. DESMONTAJE, MANTENIMIENTO Y MONTAJE DE LA BOMBA PARA ACEITE DEL GRUPO 602

Se llevó a cabo un procedimiento semejante para al bomba EOP 602. Se muestra en la figura 4.7.

Figura 4.7. Desmontaje de la bomba EOP 602

4.10. DESMONTAJE Y MANTENIMIENTO DE LA BOMBA DE ACEITE DEL INCREMENTADOR DE RESERVA

Se llevó a cabo un procedimiento semejante para la bomba GOP 602 y se pudieron identificar su componentes: engranajes, válvula de seguridad y válvula reguladora de presión. En la figura 4.8 se muestra el despiece.

Figura 4.8. Despiece de la bomba GOP 602

4.11. REEMPLAZO DE DOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Fue posible reparar y rehabilitar dos intercambiadores de calor de uno de los talleres de la estación de bombeo en los cuales se pudo determinar que disponían de un área total de transferencia de calor de 2,14m^2. El área de los tubos de los intercambiadores EHE era de 1,08m^2, por lo que se pudo estimar que se obtendría una mejora en la extracción de calor. Sin embargo se procedió a realizar la simulación por medio del programa ya descrito en el capítulo anterior y se obtuvo una transferencia de calor de **42 231 W**. Se consideró que el flujo de aceite se mantenía en 3,051 kg/s y el flujo másico de agua promedio era 0,987 kg/s al igual que en los cálculos del sistema original. Esto significaría un incremento teórico de **24 788 W** de calor extraídos.

En vista de los cálculos realizados, se decidió reemplazar los intercambiadores de calor de los grupos 601 y 602, para lo cual de necesitó reemplazar varios tramos cortos de tubería.

En la figuras 4.9 y 4.10 se muestra el nuevo intercambiador de calor instalado en el grupo 602.

Figura 4.9. Intercambiador de calor para el aceite del motor nuevo en el grupo 602

Figura 4.10. Intercambiador de calor para el aceite del motor nuevo en el grupo 602

CAPÍTULO V

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. RESULTADOS DE LOS TRABAJOS REALIZADOS

Luego de varios meses de operación se obtuvo un decremento notable en las temperaturas del agua y del aceite de los motores, esto se puede apreciar en las siguientes figuras:

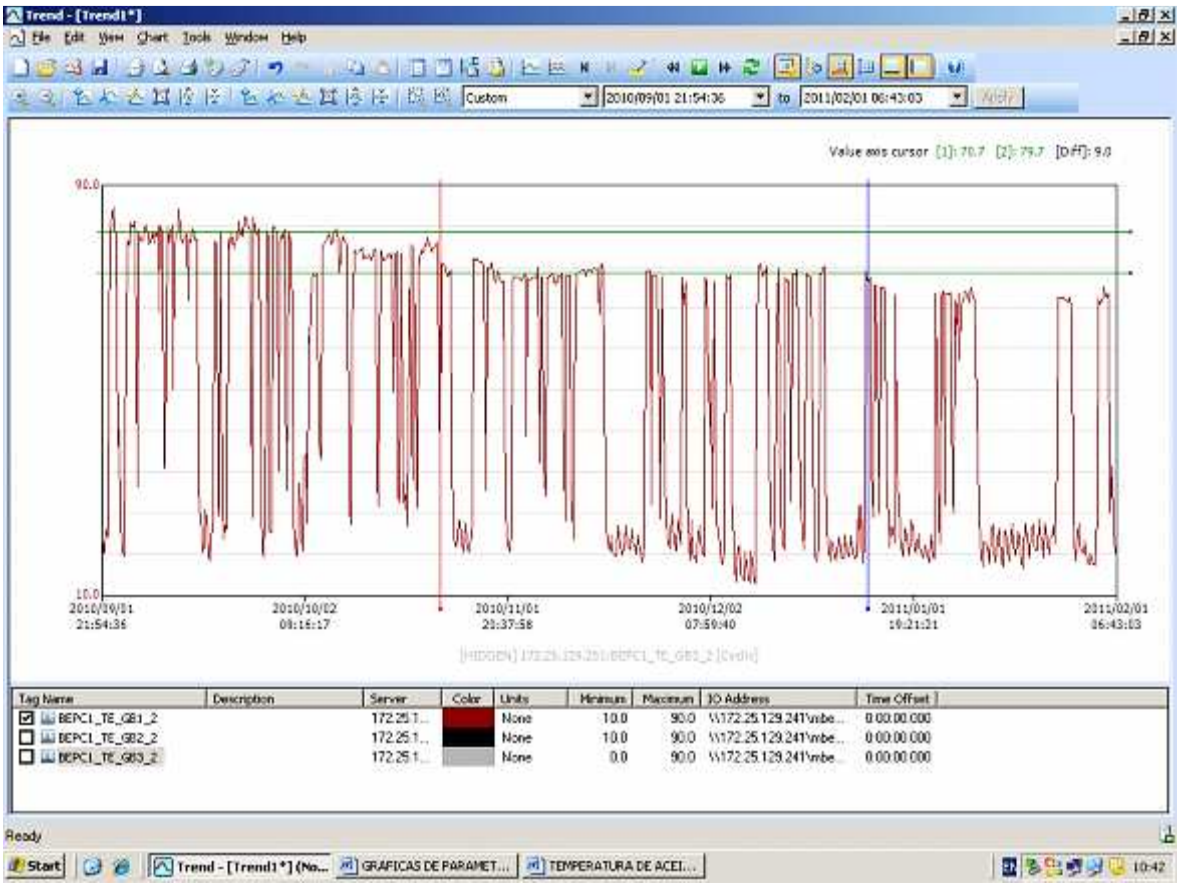


Figura 5.1. Evolución de la temperatura del aceite despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 601

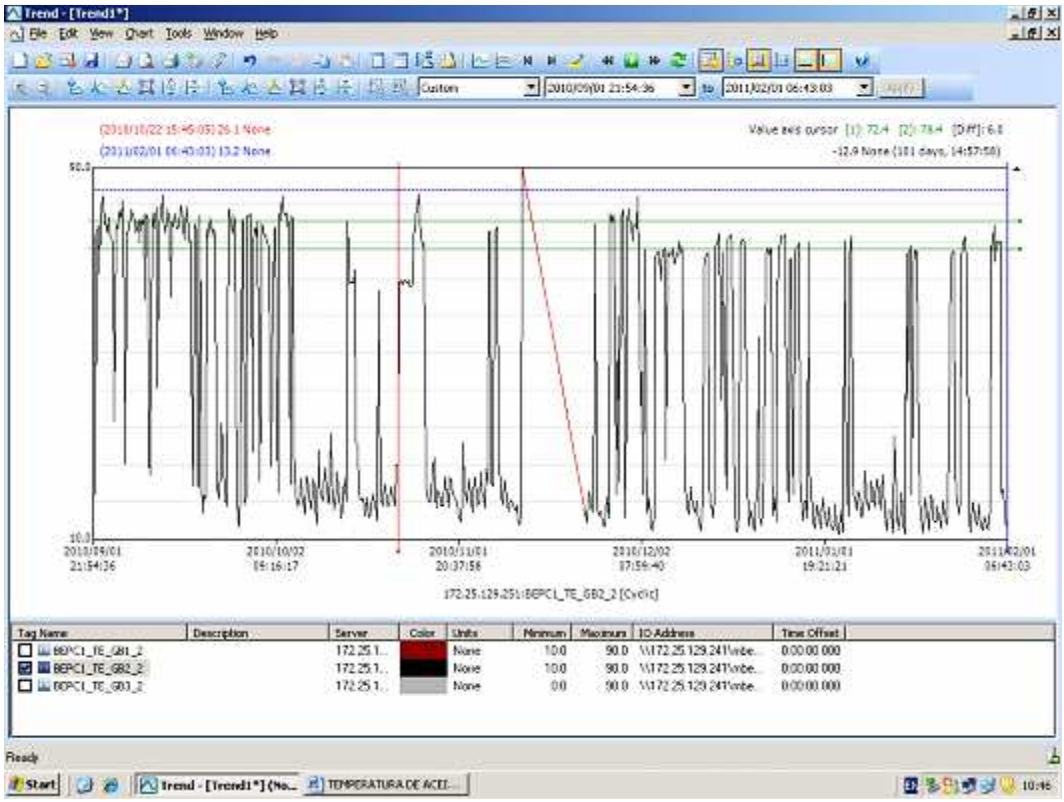


Figura 5.2. Evolución de la temperatura del aceite despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 602

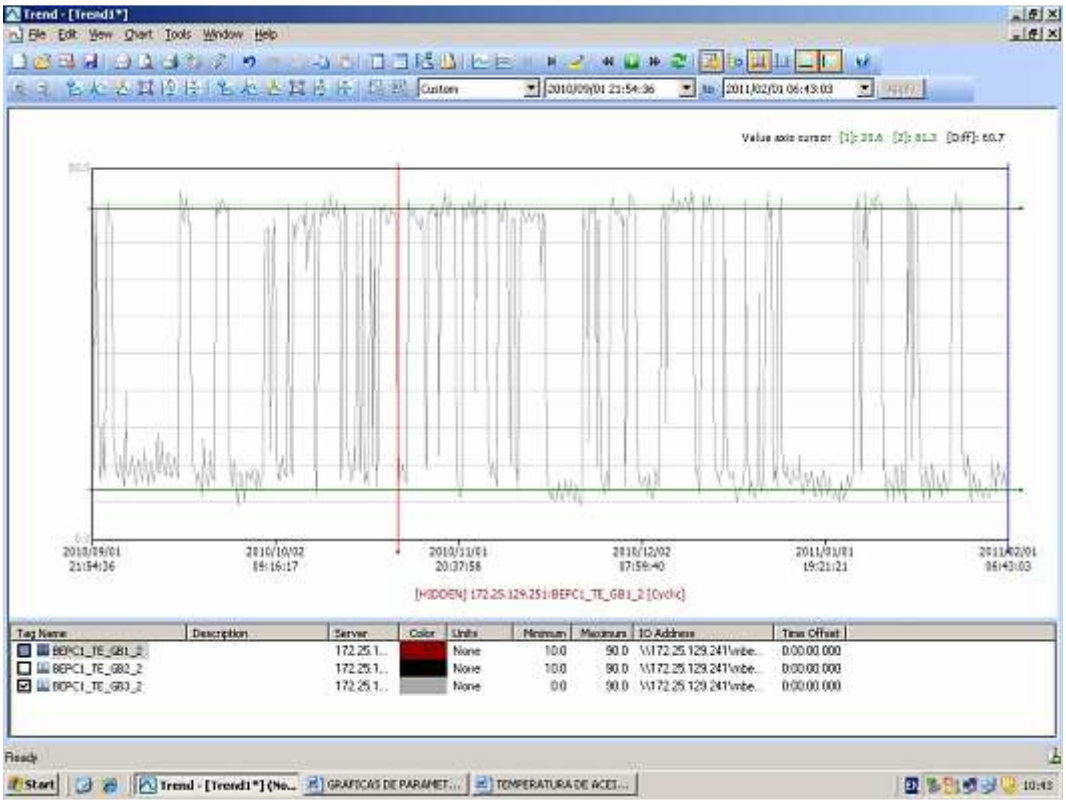


Figura 5.3. Evolución de la temperatura del aceite despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 603

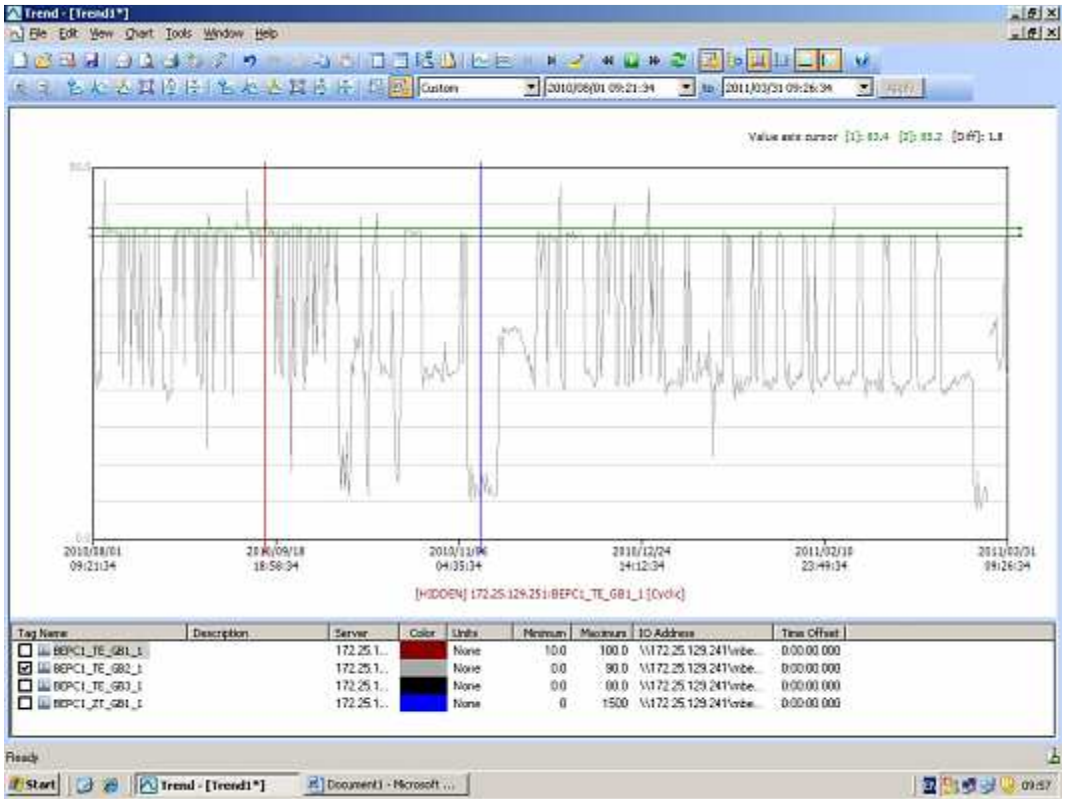


Figura 5.4. Evolución de la temperatura del agua despues del reemplazo del intercambiador de calor del grupo 602

Se observa una reducción notable de las temperaturas en aquellos grupos en que se realizó el reemplazo de los intercambiadores de calor, en la tabla se muestran las temperaturas promedio antes y después de los trabajos realizados.

Tabla 5.1. Reducciones de temperatura alcanzadas con los trabajos realizados

FLUIDO	PERIODO EVALUADO	TEMPERATURA (°C) GRUPO 601	TEMPERATURA (°C) GRUPO 602	TEMPERATURA (°C) GRUPO 603
ACEITE	Antes de los trabajos	80	78	81
	Después de los trabajos	71	72	81
AGUA	Antes de los trabajos	72	85	88
	Después de los trabajos	72	83	88

5.2. COMPARACIÓN ENTRE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN ANALIZADAS

En la tabla **5.2** se muestra un resumen cuantitativo de la ganancia en extracción de calor obtenida mediante cada una de las alternativas analizadas.

Se evidencia que la alternativa 6 produciría la mayor extracción de calor del sistema. Esto resulta muy lógico al considerar que se tiene un mayor flujo másico por los intercambiadores. En el sistema original se calculó que el flujo másico de agua en el circuito EWC es de 6,984 kg/s. Para el circuito de la alternativa 6 la misma bomba EWP produciría un flujo de 4,85 kg/s, esto se debe a que se añadirían a este circuito las caídas de presión producidas en los intercambiadores, en el radiador y en la tubería adicional.

Un incremento del 8% en el enfriamiento del sistema es significativo y representaría una mejora sustancial en el sistema.

Tabla 5.2. Comparación cuantitativa del calor extraído entre las alternativas analizadas

DISOSITIVOS	$\dot{Q}$ SISTEMA ORIGINAL (W)	$\dot{Q}$ ALT 1 (W)	$\dot{Q}$ ALT 2 (W)	$\dot{Q}$ ALT 3 (W)	$\dot{Q}$ ALT 4 (W)	$\dot{Q}$ ALT 5 (W)	$\dot{Q}$ ALT 6 (W)
EHE	17443	18316	18999	18801	113385 (aprox)	17443	21980
E	85724	85724	85724	85724		90430	90430
GHE	581	550	492	601	581	581	623
TUBER	525	525	711	525	525	525	500
HEWP	343	343	343	343	343	343	0
Total	104616	105458	106269	105994	114834	109322	113533
Diferencia neta con respecto al sistema original		842	1653	1378	10218 (aprox)	4706	8917
% de ventaja en relación al sistema original		0,8	1,6	1,3	9,8 (aprox)	4,4	**8,2**

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- La mayor carga de calor emitida por el motor es de un 19,8% y se extrae a través del agua que ingresa al bloque. Por otro lado, el aceite del motor desplaza alrededor de un 10,1% de la energía total que ingresa al motor.
- El flujo de agua que ingresa al motor ha sido dirigido equívocamente hacia el panel del radiador con menor capacidad, mientras que el calor extraído por el aceite se desplaza hacia el panel con mayor capacidad.
- Los intercambiadores de calor originales para el aceite del motor constituyen un cuello de botella en el circuito.
- La capacidad de los radiadores es suficiente para retirar el calor generado por los motores.
- En las condiciones originales de la instalación, en el circuito de agua de los intercambiadores de calor, se tienen flujos notablemente distintos en los intercambiadores de calor homólogos. Esto da lugar a distintas tasas de transferencia de calor y por lo tanto distintas eficiencias en la operación de los intercambiadores de calor.
- Se observó en los intercambiadores de calor para aceite del motor que se tiene un flujo de aceite de alrededor de 3 kg/s, mientras que el flujo de agua es de 0,8 kg/s. Para los diseños comunes de intercambiadores semejantes se planifican flujos de agua superiores a aquellos de aceite, esto con la finalidad de asegurar la capacidad del agua de extraer la mayor cantidad posible del aceite. Por lo tanto en la instalación actual no se aprovecha eficientemente la

capacidad de enfriamiento de los intercambiadores. El caso de los intercambiadores de calor para el aceite de los motores sucede algo semejante.

- Todas las alternativas de mejoramiento planteadas resultaron favorables para el sistema.
- La mejor alternativa de mejoramiento del sistema establecida mediante los cálculos consiste en la eliminación de la bomba para agua del circuito de los intercambiadores de calor. Complementada por un reordenamiento de las tuberías de acuerdo al esquema sugerido en la páginas 185 y 186.
- El cambio de la dirección de flujo de aire en los radiadores es la alternativa más económica para el mejoramiento del sistema, y necesariamente produciría un mejoramiento.
- La tubería del circuito HEWC presenta un mayor nivel de corrosión que aquella correspondiente al circuito EWC. Por lo que requiere especial atención y monitoreo.
- En las ocasiones en que se lleva a cabo la operación de bombeo con una sola bomba, esta trabaja en sobrecarga, lo cual reduce su vida útil por lo que no es recomendable.
- Las pérdidas de energía producidas en los rodamientos son despreciables siempre y cuando dichos rodamiento se mantengan en buen estado.
- La tubería de los intercambiadores de calor instalados ha sufrido oxidación por el lado del agua, por lo que eventualmente podría producirse una rotura y por lo tanto una mezcla de los fluidos de agua y aceite.
- El incremento de la energía interna del agua refrigerante debido a las pérdidas en la bomba es insignificante
- Los intercambiadores de calor de tubos y coraza se caracterizan por un flujo óptimo a cada lado, tal que produce una transferencia de calor buena sin que

la caída de presión resulte en un costo importante en suministro de energía hidráulica.

- El software de simulación Pipe Flow Expert es de gran utilidad para la simulación flujos a través de complejas redes de tuberías en estado estable. Mientras que AFT Impuse 4.0 constituye una herramienta aún mas completa para simulaciones en estado estable y transitorio. Este tipo de programas reducen drásticamente los tiempos de diseño de sistemas de flujo hidráulico.

- Los resultados de los trabajos realizados han sido plenamente favorables para el cumplimiento del objetivo general de este proyecto. Sin embargo quedan planteadas mejoras adicionales que aún no fueron implementadas pero se justificarían plenamente y darían lugar a una completa optimización del sistema de enfriamiento.

6.2. RECOMENDACIONES

- El nivel de corrosión actual en algunos puntos de la tubería de agua es alto, por lo que se recomienda reemplazar dichas tuberías. Complementariamente se debería emplear un producto antioxidante en el agua refrigerante.

- Implementar la alternativa 6 en el sistema de enfriamiento, empleando tubería para vapor cédula 40 siguiendo las recomendaciones de diámetros indicadas en la página 183.

- Insertar válvulas de globo a la salida de los intercambiadores de calor para manipular el flujo en puntos específicos del sistema de tal forma que se pueda direccionar un mayor flujo de agua hacia los puntos más calientes.

- Intercalar en la alimentación del agua hacia sistema de enfriamiento un filtro que retenga los sólidos que puedan generar depósitos en las cañerías.

- Evitar someter la bomba del grupo eléctrico a prolongados períodos de operación.

- Evitar emplear la bomba del grupo eléctrico para el bombeo de diesel; utilizarla preferentemente para el bombeo de productos livianos como son las gasolinas Súper y Extra.

- Durante el bombeo de combustible con dos grupos diesel, procurar que el aumento de presión que genera el grupo de baja presión sea lo más semejante posible al aumento de presión producido por el grupo de alta presión; esto con la finalidad de repartir la carga de las bombas equitativamente entre los dos motores que se encuentren operando y evitar que uno de los dos motores se sobrecargue. Con base en las características del sistema, la descarga de grupo de baja debe ser de alrededor de 655 psig para que a la salida del grupo de alta alcance una presión de 1240psig.

- Si eventualmente se desea reemplazar los radiadores, se debe verificar que los materiales de los conductos para agua sean resistentes a la corrosión.

- Conectar los circuitos de los paneles del radiador de tal forma que el agua que ingresa al motor extrayendo más de 85KW de calor sea enfriada en el panel posterior cuya capacidad es de 85L y que por otro lado, el agua de enfriamiento del intercambiador de calor de aceite del motor que desplaza casi 46KW de calor pase a ser enfriada en el panel frontal cuya capacidad es de 75L.

- Mantener limpias las aletas de los paneles de los radiadores con una limpieza periódica con productos desengrasantes.

- Observar con atención la posible presencia de agua en la bandeja de los motores durante los cambio de aceite, ya que esto indicaría una rotura en la tubería de alguno de los intercambiadores de calor.

- Realizar un análisis del aceite de lubricación del motor para determinar las condiciones internas del dispositivo y evaluar si se requiere llevar a cabo trabajos complementarios en el motor para mejorar su eficiencia.

- Desarrollar una guía específica para el mantenimiento preventivo de los motores del sistema de bombeo instalados en la estación Beaterio.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LIBROS:

1. ASHRAE Inc., 2009, “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 4ta. Edición, Handbook Editor, Atlanta-USA, pp. 37.2 - 37.9.

2. Cengel Y. y Boles M., 2003, “Termodinámica”, 4ta. Edición, McGraw-Hill, México D. F.- México, pp. 148 – 151, 250, 451-454, 726.

3. Incropera F., DeWitt D, 1999, “Fundamentos de Transferencia de Calor”, 4ta Edición, Prentice Hall, México D.F.-México, pp. 90-91, 283-296, 345-379, 419-461, 581-613.

4. Kates E., Luck W., 2003, “Motores diesel y de gas de alta compresión”, 2d Edición, Editorial Reverté, Barcelona-España, p 181.

5. Kern D., 1983, “Heat Transfer Process”, International Students Edition, Tosho Printing, Tokyo-Japón, pp. 127-147, 838.

6. MAN Inc., 1969, “Manual de Instrucciones de Manejo para Motores Diesel MAN Tipo RV 16/18”, 1ra Edición, Bazán de C.N.M. S.A., Cartagena-Colombia, Sección 25, p. 4, Sección 12 p. 2., Sección 13 p. 2.

7. Mataix, C., 1986, “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”, 2da Edición, Ediciones Castillo, Madrid-España, pp. 16-27, 108-113, 190-196, 203-228, 236-250.

8. Parra R., 2010, “Optimización de la operación en el transporte de derivados de petróleo – Análisis y estudio hidráulico del Poliducto Quito-Ambato operado por Petrocomercial”, Proyecto de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero en Minas y Petróleos, UCE, Quito-Ecuador, pp. 74-76, 129.

9. Streeter, V., 1970, “Mecánica de Fluidos, 4ta Edición, McGraw-Hill, México D.F.-México, pp. 16-21, 556-561, 568.

PUBLICACIONES:

10. CONAE, 2007, “Estimación de pérdidas de energía térmica”, Dirección de Enlace y Programas Regionales, México D.F. – México.

SITIOS WEB:

11. Cheresources Inc., 2011, “Design Considerations for Shell and Tube Heat Exchangers”, http://www.cheresources.com/designexzz.shtml, (Octubre, 2011)

12. Chicago Blower Argentina S.A., 2006, “Clasificación de los Ventiladores Industriales”, http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm, (Noviembre, 2011)

13. CONAE, 2008, “Poderes Caloríficos típicos de combustibles líquidos y gaseosos”, http://www.conae.gob.mx/wb/CONAE/CONA_694_a2_tablas_y_figura?page=2 (Agosto, 2011)

14. Definición.de, 2010, “definición de energía eléctrica”, http://definicion.de/energia-electrica, (Septiembre, 2010)

15. Efunda Inc., 2011, “Fórmulas de carga para rodamientos rotatorios”, http://www.efunda.com/designstandards/bearings/bearings_rotary_ld_life_data.cfm#PageTop, (Junio, 2011)

16. Engineering page, “Thermal Rating of Heat Exchangers”, http://www.engineeringpage.com/calculators/thermal/thermal_rating.html, (Septiembre, 2011)

17. Flores C., 2010, “Oleodinámica: Potencia Hidráulica, Motor De La Industria. Parte 1”, http://www.tec.url.edu.gt/boletin/URL_06_MEC01.pdf (Agosto, 2011)

18. Gulf, 2011, “Ficha Técnica Gulf EP lubricante HD 150”, http://www.gulfoil.com.ar/fichas/EP_Lubricant.pdf, (Julio, 2011)

19. IUPUI (Indiana University-Purdue University of Indianapolis), 2011, “Shell & tube heat exchanger design”, http://www.engr.iupui.edu/me/courses/shellandtube, (Octubre, 2011).

20. Moncada L., 2009, “Diseño de intercambiadores de casco y tubos”, Perú, http://www.plantasquimicas.com/Intercambiadores/i17.htm#5.4.1, (Octubre, 2011).

21. Morán S., 2011, “Potencia activa, reactiva y aparente”, http://es.scribd.com/doc/48988594/Potencia-activa-reactiva-y-aparente, (Septiembre, 2011).

22. Mukherjee R., 1998, “Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers”, http://www.polytee.com.vn/wysiwyg/file_up/Effectively%20Design%20Shell-and-Tube%20Heat%20Exchangers.pdf, (Octubre, 2011).

23. Municipio de Madrid, 2007, “Diseño de ventiladores axiales de alto rendimiento para el BY-PASS de M-30”, http://www.zitron.com/news/bypassm30.pdf, (Noviembre, 2011).

24. PDVSA, 2011, “Aceites para motores Diesel”, http://www.pdvsa.com/index.php?tpl=interface.sp/design/readmenu.tpl.html&newsid_obj_id=178&newsid_temas=79, (Julio 2011).

25. PEMEX (Petróleos de México), 1998, “Octanaje”, http://www.ref.pemex.com/octanaje/24DIESEL.htm, (Agosto, 2011).

26. Repositorio Institucional de la Universidad de Alicante, 2011, “Fluidos Viscosos”, http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/3623/1/tema2RUA.pdf, (Julio, 2011).

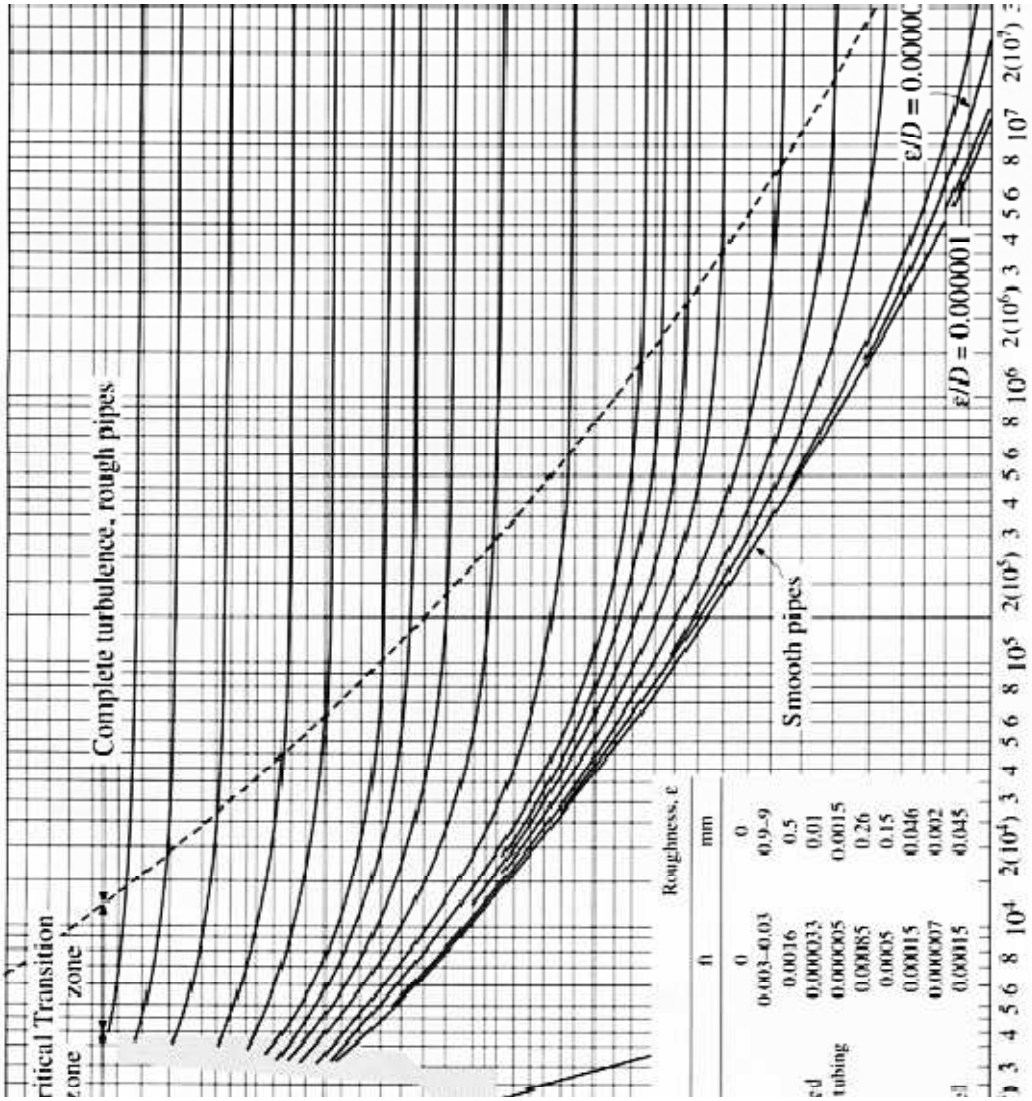
27. SKF, 2011, “Pérdida de Potencia y Temperatura del rodamiento”, http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_0_40, (Junio, 2011).

28. Windman International S.R.L., 2011, “El cálculo de la curva de viscosidad”, http://www.widman.biz/Seleccion/graficar.html, (Agosto,2011).

29. Windman International S.R.L., 2011, “Selección Correcta de un Aceite Industrial”, http://widman.biz/boletines_informativos/2.pdf, (Agosto, 2011).

ANEXOS

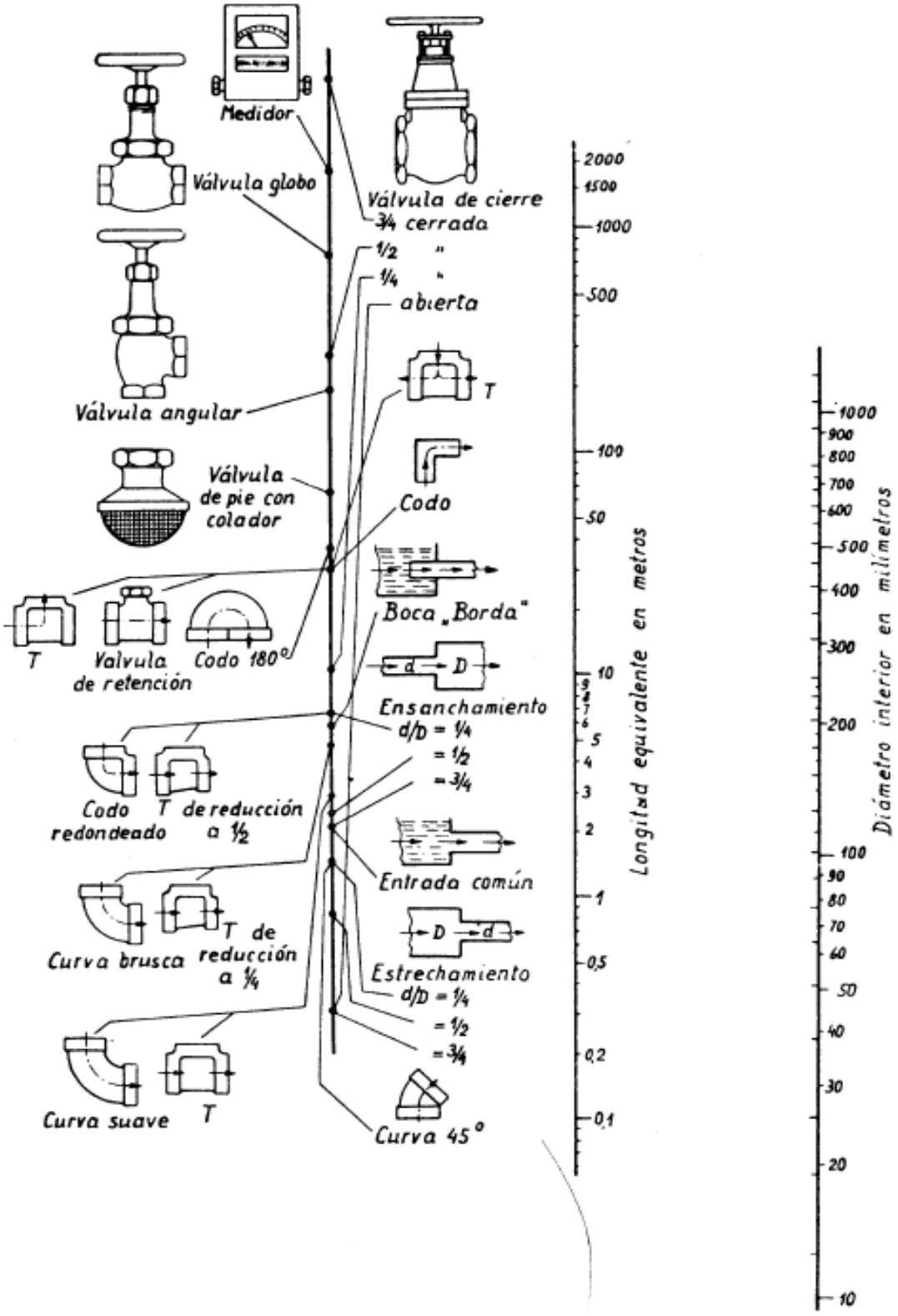
ANEXO 1: Diagrama de Moody



ANEXO 2: Coeficientes “K” de pérdida de carga en accesorios

escripción	Diámetro de los accesorios en pulgadas.										
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 ½-3	4	6	8-10	1
Válvula de pie con obturador	11,3	10,5	9,7	9,3	8,8	8,0	7,6	7,1	6,3	5,9	
Válvula de pie oscilante	2,0	1,9	17	1,7	1,7	1,4	1,4	1,3	1,1	1,1	
Codo de 90° radio = 2D	0,32	0,30	0,28	0,26	0,25	0,23	0,22	0,20	0,18	0,17	
Codo de 45° radio = 2D	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,11	0,10	0,09	
Contracción asimétrica	$K = 0,5\left(1-\frac{d_1^2}{d_2^2}\right)\sqrt{\text{sen}\frac{\theta}{2}}$										
Válvula de compuerta	0,22	0,20	0,18	0,18	0,15	0,15	0,14	0,14	0,12	0,11	
Válvula de bola	0,08	0,06	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	
Válvula de mariposa						0,86	0,81	0,77	0,68	0,63	

ANEXO 3: Nomograma para el cálculo de pérdidas en accesorios por el método de longitudes equivalentes



ANEXO 4: Coeficiente de fricción para rodamientos SKF

Tipo de rodamiento	Coeficiente de fricción de fricción μ
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas con contacto angular	
- de una hilera	0,0020
- de dos hileras	0,0024
- Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto	0,0024
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
- con jaula, cuando $F_a \approx 0$	0,0011
- sin jaula, cuando $F_a \approx 0$	0,0020
Rodamientos de agujas	0,0025
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos CARB	0,0016
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de agujas	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

ANEXO 5: Coeficiente de resistencia por ensuciamiento en los tubos de intercambiadores de calor de tubos y coraza[97]

Fluid	Fouling Resistance (ft^2-°F-hr/BTU)
Transformer Oil	0.001
Steam	0.0005
Compressed Air	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Glycol Solutions	0.002
Refined Lube Oil	0.001
Sea Water	0.0005 (up to 125°F) 0.001 (over 125°F)
Cooling Tower Water	0.001 (up to 125°F) 0.002 (over 125°F)
River Water (minimum) (tube velocity ≤ 3 fps)	0.002 (up to 125°F) 0.003 (over 125°F)
River Water (minimum) (tube velocity > 3 fps)	0.001 (up to 125°F) 0.002 (over 125°F)
River Water (average) (tube velocity ≤ 3 fps)	0.003 (up to 125°F) 0.004 (over 125°F)
River Water (average) (tube velocity > 3 fps)	0.002 (up to 125°F) 0.003 (over 125°F)
River Water (muddy or silty) (tube velocity ≤ 3 fps)	0.003 (up to 125°F) 0.004 (over 125°F)
River Water (muddy or silty) (tube velocity > 3 fps)	0.002 (up to 125°F) 0.003 (over 125°F)

[97] Fuente: DeltaT Heat Exchangers, "Fouling in Heat Exchangers", www.deltathx.com

ANEXO 6: Propiedades de los fluidos en el sistema de enfriamiento[20]

Propiedades del Aceite del Motor a la temperatura promedio en condiciones críticas

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	860	$\frac{kg}{m^3}$	85
Calor específico	Cp	2 148	$\frac{J}{kg°C}$	85
Conductividad Térmica	k	0,138	$\frac{W}{m\ °C}$	85
Viscosidad Absoluta	μ_b	0,03311	$\frac{kg}{m\ s}$	85
Viscosidad Absoluta	μ_w	0,01978	$\frac{kg}{m\ s}$	88
Viscosidad cinemática	ν	2,4E-05	$\frac{m^2}{s}$	85

Propiedades del Aceite del Motor en condiciones de operación regulares

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	862	$\frac{kg}{m^3}$	80
Calor específico	Cp	2131	$\frac{J}{kg°C}$	80
Conductividad Térmica	k	0,138	$\frac{W}{m\ °C}$	80
Viscosidad Absoluta	μ	0,0323	$\frac{kg}{m\ s}$	80
Viscosidad Absoluta	μ	0,0406	$\frac{kg}{m\ s}$	74

Propiedades del Aceite del incrementador a la temperatura promedio en condiciones críticas

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	874,85	$\frac{kg}{m^3}$	42
Calor específico	Cp	1 972	$\frac{J}{kg°C}$	42
Viscosidad Absoluta	μ	0,197	$\frac{kg}{m\,s}$	42
Conductividad Térmica	k	0,144	$\frac{W}{m\,°C}$	42
Número de Prandtl	Pr	2,6825	-	42

Propiedades del Aceite del incrementador en condiciones de operación regulares

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	874,2	$\frac{kg}{m^3}$	42,9
Calor específico	Cp	1976,4	$\frac{J}{kg°C}$	42,9
Viscosidad Absoluta	μ	0,1852	$\frac{kg}{m\,s}$	42,9
Viscosidad Absoluta	μ	0,2244	$\frac{kg}{m\,s}$	39,4
Conductividad Térmica	k	0,144	$\frac{W}{m\,°C}$	42,9
Número de Prandtl	Pr	2,531	-	42,9

Propiedades del aire ambiente en la estación a la temperatura de película

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	1,06156	$\frac{kg}{m^3}$	57
Calor específico	Cp	1,0082	$\frac{J}{kg°C}$	57
Viscosidad cinemática	ν	18,932 E-6	$\frac{m^2}{s}$	57
Conductividad Térmica	k	0,02852	$\frac{W}{m\ °C}$	57
Número de Prandtl	Pr	0,7028	-	57

Propiedades del agua de enfriamiento de los motores a la temperatura promedio entrada-salida y con una presión de 20,5 psia

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	968,3	$\frac{kg}{m^3}$	85,5
Calor específico	Cp	4 202	$\frac{J}{kg°C}$	85,5
Viscosidad dinámica o absoluta	μ	3,314 E-4	$\frac{kg}{s\ m}$	85,5
Conductividad Térmica	k	0,673	$\frac{W}{m\ °C}$	85,5
Viscosidad dinámica o absoluta	μ	3,778 E-4	$\frac{kg}{s\ m}$	75

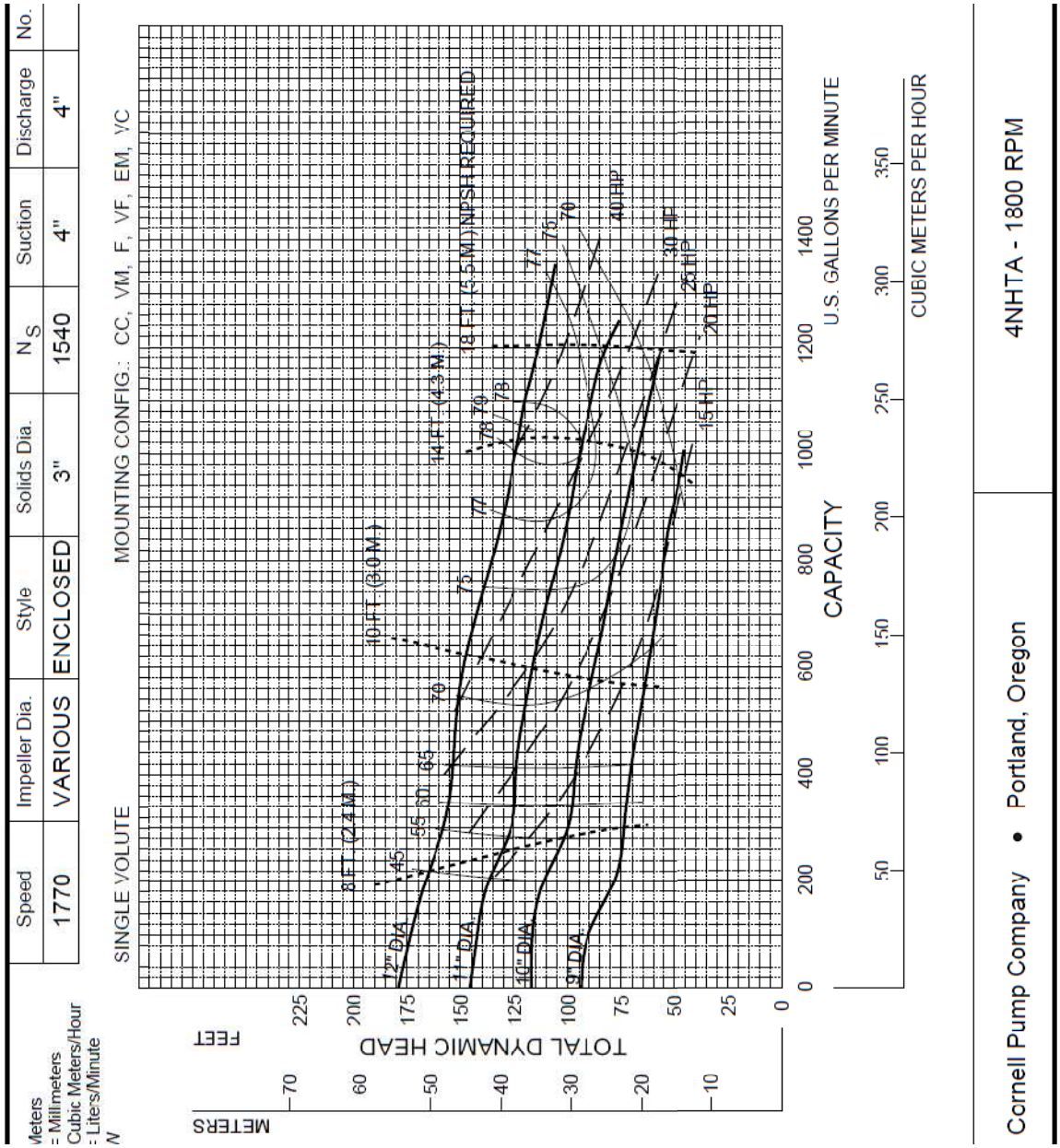
Propiedades del agua de los intercambiadores de calor del motor a una presión absoluta de 25 psia

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	994	$\frac{kg}{m^3}$	35
Calor específico	Cp	4179	$\frac{J}{kg°C}$	35
Viscosidad dinámica o absoluta	μ	7,193 E-4	$\frac{kg}{s\ m}$	35
Conductividad Térmica	k	0,625	$\frac{W}{m\ °C}$	35
Viscosidad dinámica o absoluta	μ	5,657 E-4	$\frac{kg}{s\ m}$	48

Propiedades del agua de los intercambiadores de calor del incrementador de velocidad a las temperaturas media y de superficie con una presión absoluta de 25 psia

PROPIEDAD	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADES	TEMPERATURA DE REFERENCIA (°C)
Densidad	ρ	993,4	$\frac{kg}{m^3}$	37
Calor específico	Cp	4178	$\frac{J}{kg°C}$	37
Viscosidad dinámica o absoluta	μ	6,915 E-4	$\frac{kg}{s\ m}$	37
Conductividad Térmica	k	0,628	$\frac{W}{m\ °C}$	37
Viscosidad dinámica o absoluta	μ	6,78 E-4	$\frac{kg}{s\ m}$	38

ANEXO 7: Curva característica de la bomba Cornell Pumps modelo 4NNTL a 1800rpm[98]



[98] Fuente: http://www.cornellpump.com/cornellcatalog/Curve/4nhta18.pdf

ANEXO 8: Datos de entrada y resultados obtenidos para los cálculos de intercambiadores de calor en línea[99]

Home Up Back Calculation input Calculation results

ENGINEERING page

THERMAL RATING OF HEAT EXCHANGERS

PROJECT DATA

Project	
Remarks	
Your ref	Client
Identification	Client's ref

CALCULATION INPUT

Duty

Required Heat Transfer Duty	17.443	kW

Fluids

		Hot Fluid	Cold Fluid
Medium		ACEITE	Agua
Condition		Liquid	Liquid
Volumetric Flowrate	m^3/h	12.742	3.5746
Density	kg/m^3	862	994
Inlet Temperature	° C	80	35
Specific Heat Cp	kJ/kg K	2.131	4.179
Viscosity at inlet temp	cP [=mPa.s]	32.3	0.7193
Second temp. (see note)	° C	74	48
Viscosity at second temp.	cP [=mPa.s]	40.6	0.5657
Thermal Conductivity	W/m K	.138	.625
Fouling Factor	h ft^2 °F/Btu	0.001	0.003
Max. allowable Pressure Drop	Pa	5	5

Exchanger Data

Number of Shells in Series	1
Type of Heat Exchanger	Fixed Tubesheet

Shell and Tube Side

	Shell Side	Tube Side
Fluid	Hot Fluid	Cold Fluid
Number of Passes	1	1

[99] Fuente: http://www.engineeringpage.com/

Construction Data

Shell

Diameter	mm	130
Wall Thickness	mm	9

Tubes

Number of Tubes		144
Pattern		Triangular Pitch (30° flow angle)
Diameter	mm	6
Wall Thickness	mm	.5
Pitch (1.167 times tube diameter)	mm	7
Tube Length	mm	400
Material Thermal Conductivity	W/m K	54
Bundle Diameter	mm	105
Number of sealing strips		2

Baffles

Number of Baffles		5	
Baffle Thickness	mm	.5	
Baffle cut	%	25	
Shell to Baffle Clearance	mm	5	Difference in diameter Shell - Baffle
Tube to Baffle Clearance	mm	.8	Difference in diameter Baffle - Tube

Nozzle Data

	Shell Side	Tube Side
Inlet Diameter	55	55
Inlet Wall Thickness	5	5
Outlet Diameter	55	55
Outlet Wall Thickness	5	5

CALCULATION RESULTS

Main Thermal Sizing and Pressure Drop Data

Log Mean Temperature Difference		41.54 ° C		74.77 ° F
Correction factor F		1		
Corrected Mean Temperature Difference		41.54 ° C		74.77 ° F
Actual Surface for 1 Shells	1.08	m^2	11.61	ft^2

Clean Condition;

Overall Heat Transfer Coefficient - clean (U)	528.54	$W/m^2.K$	93.08	$Btu/h.ft^2.°F$

Required Surface - clean	0.79	m^2	8.55	ft^2	(26.37 % oversurface)
Pressure Drop Shell Side - clean	12562	Pa	1.822	psi	0.126 bar
Pressure Drop Tube Side - clean	292	Pa	0.042	psi	0.003 bar

Fouled Condition;

Overall Heat Transfer Coefficient - foul (U)	389.19	$W/m^2.K$	68.54	$Btu/h.ft^2.°F$	
Required Surface - foul	1.08	m^2	11.61	ft^2	(0 % oversurface)
Pressure Drop Shell Side - foul	15526	Pa	2.252	psi	0.155 bar

Note: There is sufficient Heat Exchange surface, but in general a higher % of oversurfacing is recommended

Warning for pressure drop:

- **Pressure drop at Shell Side too high, both for fouled and clean condition**
- **Pressure drop at Tube Side too high**

Temp's and Heat Transfer coeff's	**Shell Side**				**Tube Side**			
Inlet Temperature	80	° C	176	° F	35	° C	95	° F
Outlet Temperature	77.32	° C	171.17	° F	39.23	° C	102.61	° F
Fluid velocity	3.339	m/s	10.955	ft/s	0.351	m/s	1.152	ft/s
Reynolds number	535				2426			
Prandl number	498.778				4.81			

Clean Condition

Wall surface temp. at inlet - clean	55.47	° C	131.85	° F	48.85	° C	119.92	° F
Viscosity at the wall, inlet side - clean	86.717	mPa.s (cP)			0.56	mPa.s (cP)		
Viscosity correction factor $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ - clean	0.871				1.036			
Heat transfer coefficient	822.85	$W/m^2.K$	144.91	$Btu/h.ft^2.°F$	1800.22	$W/m^2.K$	317.04	$Btu/h.ft^2.°F$

Fouled Condition

Wall surface temp. at inlet - foul	60.41	° C	140.74	° F	47.38	° C	117.29	° F
Viscosity at the wall, inlet side - foul	70.255	mPa.s (cP)			0.57	mPa.s (cP)		
Viscosity correction factor $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ - foul	0.897				1.033			
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	$Btu/h.ft^2.$ [illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	$Btu/h.ft^2.$ [illegible]

Heat transfer coefficient 847.46 W/m².K 149.25 °F 1793.69 W/m².K 315.89 °F

Note:
The velocity at the shell side is such that tube vibration could occur. It is recommended to perform a check calculation (not in this routine). As a rule of thumb the velocity could also be reduced to less than 0.87 m/s

Ratio Leakage to Total flow-cross area unusually large
Ratio Leakage to Total flow-cross area unusually large

Shell Side numbers (Bell's method)

Factors for Shell Side Heat Transfer

Heat Transfer Factor jH	0.030868
Tube row correction Factor Fn	1
Window Factor Fw	1.021
By pass correction Factor Fb	0.869
Leakage correction Factor Fl	0.353

Factors for Shell Side pressure drop

Friction Factor jF	0.285336
By Pass correction Factor Fb'	0.661
Leakage correction Factor Fl'	0.037

Dimensions and Areas used to obtain the above factors

Average spacing between two baffles	mm	66				
Cross flow Area between Tubes As	m²	0.0011	ft²	0.0114		
Flow Area between tubes in Window above baffle Aw	m²	0.0012	ft²	0.013	Aw/As	1.14 =
Clearance Area between Bundle and Shell Ab	m²	0.0005	ft²	0.005	As	43.75 % of
Leakage Area between Shell and Baffle Asb	m²	0.0006	ft²	0.0062	As	54.09 % of
Leakage Area between Tubes and Baffle Atb	m²	0.001	ft²	0.0103	As	89.88 % of

Fluid velocities in Nozzles

	Shell Side				Tube Side			
Inlet Nozzle velocity	2.225	m/s	7.301	ft/s	0	m/s	0	ft/s
Outlet Nozzle velocity	2.225	m/s	7.301	ft/s	0	m/s	0	ft/s

Home www.engineeringpage.com